

UNIVERSIDAD CARLOS III

PROYECTO FINAL DE CARRERA

Diseño de chasis prototipo para Shell Eco Marathon



AUTOR: José Nevado

SUPERVISOR: Francisco Javier Velasco

RESUMEN

En este documento se describe el análisis estructural así como el proceso de diseño realizado en el chasis del Shell Eco Marathon de la Universidad de Coventry para la 25ª Edición de la competición en Europa. También se describe un resumen del proceso de fabricación del chasis así como un breve resumen de la preparación y resultados del evento.

AGRADECIMIENTOS

A mis padres, simplemente por como son, porque no habría llegado a ningún sitio sin ellos, por apoyarme durante toda mi vida y creer y confiar en mí fuera donde fuera e hiciera lo que hiciera.

A mi familia, porque con vosotros nunca me he sentido solo en el camino.

A mis compañeros de Universidad, por todos esos buenos y malos momentos, que no habrían sido igual sin vosotros.

A mi tutor, por su ayuda y comprensión.

ÍNDICE

1. Introducción	7
2. Objetivos	8
3. Regulaciones.....	9
4. Estudios Previos.....	10
5. Chasis	12
5.1 Proceso de optimización.....	12
5.1.1 Barra anti-vuelco	13
5.1.2 Peso del piloto	13
5.1.3 Impacto Frontal.....	14
5.1.4 Bache Izquierdo y derecho	15
5.1.5 Parámetros de Optimización	16
5.2 Chasis tubular	17
5.2.1 Bache delantero	20
5.2.2 Barra anti-vuelco	22
5.2.3 Bache trasero	24
5.2.4 Impacto.....	26
5.2.5 Peso del piloto y equipo de seguridad	28
5.2.6 Cinturón	30
5.2.7 Resistencia a torsión	32
5.2.8 Vibración.....	34
5.3 Chasis tubular más paneles.....	36
5.3.1 Bache Frontal	38
5.3.2 Barra antivuelco.....	40
5.3.3 Bache trasero	42
5.3.4 Impacto frontal.....	43
5.3.5 Peso del piloto y equipo de seguridad	45
5.3.6 Cinturón	46
5.3.7 Resistencia a Torsión	48
5.3.8 Vibraciones chasis tubular con paneles	49

6.	Fabricación del chasis	50
6.1	Fabricacion del Jig	50
6.2	Corte y medidas de los tubos	50
6.3	Soldadura.....	51
7.	Evento Shell Eco Marathon	52
8.	Conclusiones	52

Lista de Figuras

Figura 1: Prototipos Shell Eco Marathon	7
Figura 2: Urban Concept Shell Eco Marathon	7
Figura 3: Microjoule	10
Figura 4: Black Window	11
Figura 5: Volumen de contorno del vehículo	12
Figura 6: Optimización. Caso barra anti-vuelco.....	13
Figura 7: Optimización. Caso del peso del piloto.....	13
Figura 8: Optimización. Caso impacto frontal	14
Figura 9: Optimización. Caso bache izquierdo y derecho.....	15
Figura 10: Optimización. Resultado final	16
Figura 11: Lineas principales del chasis	17
Figura 12: Chasis tubular Nº1	17
Figura 13: Bache. Condiciones de contorno.....	20
Figura 14: Bache. Deformaciones	21
Figura 15: Bache. Tensiones.....	21
Figura 16: Barra antivuelco. Condiciones de contorno	22
Figura 17: Barra antivuelco. Deformaciones.....	23
Figura 18: Barra antivuelco. Tensiones	23
Figura 19: Bache trasero. Condiciones de contorno.....	24
Figura 20: Bache trasero. Deformaciones	25
Figura 21: Bache trasero. Tensiones.....	25
Figura 22: Impacto. Condiciones de Contorno	27
Figura 23: Impacto. Deformaciones.....	27
Figura 24: Impacto. Tensiones	27
Figura 25: Piloto y equipo de seguridad. Condiciones de contorno.....	28
Figura 26: Piloto y equipo de seguridad. Deformaciones	29
Figura 27: Piloto y equipo de seguridad. Tensiones.....	29
Figura 28: Cinturón. Condiciones de contorno	30
Figura 29: Cinturón. Deformaciones.....	31
Figura 30: Cinturón. Tensiones	31
Figura 31: Torsión. Condiciones de contorno	32
Figura 32: Esquema del cálculo de la rigidez de torsión	33
Figura 33: Torsión. Deformaciones	33
Figura 34: Diez primeras frecuencias de vibracion.....	34
Figura 35: Modos de Vibración.....	35
Figura 36: Chasis con paneles. Bache Frontal. Deformaciones	38
Figura 37: Chasis con paneles. Bache Frontal. Tensiones tubulares.....	39
Figura 38: Chasis con paneles. Bache Frontal. Tensiones en los paneles	39
Figura 39: Chasis con paneles. Barra antivuelco. Deformaciones	40
Figura 40: Chasis con paneles. Barra antivuelco. Tensiones tubulares	40
Figura 41: Chasis con paneles. Barra antivuelco. Tensiones en los paneles	41

Figura 42: Chasis con paneles. Bache trasero. Deformaciones	42
Figura 43: Chasis con paneles. Bache trasero. Tensiones tubulares	42
Figura 44: Chasis con paneles. Bache trasero. Tensión en los paneles	43
Figura 45: Chasis con paneles. Impacto Frontal. Deformaciones	43
Figura 46: Chasis con paneles. Impacto Frontal. Tensiones tubulares	44
Figura 47: Chasis con paneles. Impacto Frontal . Tensiones en los paneles	44
Figura 48: Chasis con paneles. Peso del piloto y equipo de seguridad. Deformaciones	45
Figura 49: Chasis con paneles. Peso del piloto y equipo de seguridad. Tensión tubular.....	45
Figura 50: Chasis con paneles. Peso del piloto y equipo de seguridad. Tensión paneles	46
Figura 51: Chasis con paneles. Cinturón. Deformaciones.....	46
Figura 52: Chasis con paneles. Cinturón. Tensión tubular	47
Figura 53: Chasis con paneles. Cinturón. Tensión en los paneles	47
Figura 54: Chasis con paneles. Torsión. Deformaciones	48
Figura 55: Deformaciones chasis con paneles. Vibraciones	49
Figura 56: Deformaciones chasis con paneles. Vibraciones	49
Figura 57: Jig. Anclaje de mangueta y eje trasero.....	50
Figura 58: Corte de tubos	50
Figura 59: Barra antivuelco.....	51
Figura 60: Soldadura	51
Figura 61: Tarjeta de intentos del Shell Eco Marathon	52

Lista de Tablas

Tabla 1: Propiedades del Material	18
Tabla 2: Máximo tensión y desplazamientos	19
Tabla 3: Parámetros y cálculo de la rigidez de torsión	33
Tabla 4: Máximo tensión y desplazamientos. Chasis con Paneles	36
Tabla 5: Comparativa de Máximos tensiones.....	37
Tabla 6: Comparativa de Máximas deformaciones.....	37
Tabla 7: Parámetros y cálculo de la rigidez de torsión para chasis tubular con paneles.....	48

1. Introducción

El propósito de este proyecto fue construir y diseñar el primer coche de competición de la Universidad de Coventry para la carrera Shell Eco Marathon.

Los inicios de esta competición se remontan a 1939 donde un grupo de científicos de un laboratorio de investigación de Shell en Estados Unidos apostaron a ver quién podía hacer mayor número de millas por galón con su vehículo. Partiendo de este humilde comienzo, la competición fue evolucionando, hasta la actualidad, llegando a Europa en 1985.

Desde su primera edición en Francia, esta competición ha atraído a muchos jóvenes ingenieros y científicos de 20 países europeos, pero no solo en Europa, ya que con sus eventos en América y Asia ha retado a muchos colegios y universidades de todo el mundo a construir vehículos energéticamente eficientes.

Dentro de las opciones ofrecidas por Shell Eco Marathon 2009 existía la posibilidad de dos categorías principales: prototipos y UrbanConcept.

Los prototipos son vehículos más futuristas donde se busca más un diseño para reducir la pérdida por aerodinámica y maximizar la eficiencia en consumo de gasolina.



Figura 1: Prototipos Shell Eco Marathon

En el caso de los Urban Concept, el vehículo da la opción a los equipos de construir un coche de consumo eficiente pero que se asemeje más a los criterios de un coche convencional, a un coche actual.



Figura 2: Urban Concept Shell Eco Marathon

Tras una deliberación de las diferentes ventajas y desventajas que supondría la elección de una u otra categoría, la decisión tomada por los miembros del equipo fue la de optar por la categoría de prototipo debido a las siguientes razones:

- Un menor número de componentes requeridos por el vehículo, lo cual debido a la escasez de tiempo era un factor importante si se quería finalizar el proyecto a tiempo.
- Menor coste del proyecto, ya que los recursos económicos de los que disponíamos eran bastante limitados.
- Un equipo pequeño, ya que aunque en principio el equipo era de 10 personas, al final quedó reducido a un equipo de 4 más dos pilotos.

Debido a previos intentos en años anteriores de competir en el Shell Eco Marathon, la Universidad disponía de una serie de materiales, y elementos comprados de proyectos anteriores que deberían ser tenidos en cuenta a la hora del diseño con el fin de minimizar gastos

De todo este material solamente se pudieron reutilizar los tubos de aluminio con los que el chasis fue construido, así como el motor elegido para propulsar el prototipo. Los detalles de ambos son:

- Tubos de Aluminio 1" $\frac{1}{4}$ x 16 SWG (31.7 mm de diámetro por 1.62 mm de espesor) (<http://www.newcircuits.com/article.php?id=tut003>)
- Motor Honda GX31, 4 Tiempos y un solo cilindro

2. Objetivos

Los objetivos principales fueron la creación de un vehículo simple, ligero, resistente y eficiente. Las principales directrices tomadas durante el diseño fueron la fácil manufacturación del prototipo, siguiendo procesos simples con el fin de evitar complicaciones innecesarias, y el consiguiente ahorro de tiempo, así como la finalización del proceso de diseño para finales de Febrero. Este último objetivo nunca se llegó a cumplir debido al abandono de parte de los integrantes del equipo inicial.

3. Regulaciones

Existen bastantes regulaciones dentro del diseño del Prototipo. Todas estas regulaciones habían de ser tenidas muy en cuenta ya que posteriormente a lo largo de la competición serían testadas en el circuito durante la inspección técnica. Los puntos principales de la inspección eran:

Barra anti-vuelco

El chasis debe soportar una carga de 70 kg sobre la barra anti-vuelco, sin desplazamiento alguno. También hay que tener en cuenta que la barra anti-vuelco debe estar por lo menos 5 cm por encima de la parte superior del casco del piloto.

Visibilidad

El piloto tiene que ser capaz de ver los 180° del entorno, de su visión delantera, teniendo en cuenta que el giro de cabeza está permitido.

Instalación eléctrica

La instalación eléctrica del coche es muy sencilla. El único requerimiento es la instalación de un interruptor de emergencia en la parte exterior del prototipo, que permita apagar el motor en caso de emergencia por cualquier persona.

Acceso al vehículo

El piloto tiene que ser capaz de salir del vehículo en menos de 10 s. Por lo tanto es un factor a tener en cuenta en el diseño del mismo, permitiendo una fácil salida del mismo.

Seguridad

El vehículo tiene que llevar ciertos elementos de seguridad pasiva que son:

- Nariz contra impacto de espuma con una densidad mínima de 28 kg/m³,
- Un extintor en la parte interior del prototipo de 1 kg ABC, el cual tiene que ser accesible una vez fuera del vehículo
- Un arnés de seguridad de al menos cinco puntos de enganche, con hebillas de metal. El arnés tendrá que pasar un test en el que se compruebe que es capaz de soportar, tirando verticalmente, el peso total del coche más el piloto.

Todos estos aspectos fueron tenidos en cuenta a la hora del diseño del chasis ya que este fue hecho en función de las medidas de los pilotos y había que pensar donde tendrían que ser colocados o en el caso del arnés donde debía ser fijado dentro del chasis.

Sistema de dirección

La dirección del vehículo tiene que:

- Ser capaz de girar un radio suficiente para poder evitar un accidente en caso de que un vehículo parara inesperadamente en el circuito
- Permitir completar una vuelta al circuito

Sistema de frenado

El sistema de frenado debe

- Ser controlable sin quitar ninguna mano del volante
- Tiene que tener dos controles separados, cada uno de ellos para cada eje
- Ser capaz de sostener el vehículo con conductor en una pendiente del 20%.

4. Estudios Previos

En el proceso de diseño del chasis se siguieron varios pasos. Primero se realizaron una serie de medidas y estudios previos de antiguos chasis con el fin de obtener la configuración de coche más acertada (dos ruedas delante y una detrás ó dos detrás y una delante) así como las diferentes métodos de fabricación y las ventajas y desventajas de los mismos (monocasco de carbono, chasis de aluminio) . Algunos de los modelos analizados fueron:

Microjoule: Prototipo del Lycée La Joliverie y que en el momento del evento ostentaba el actual record de 3,410 km/l conseguido en el año 2004 en la categoría de motores de combustión interna. Posteriormente durante el evento de 2010 el record fue superado consiguiendo una marca final de 4896.1 km/l por el equipo Polyjoule de la Universidad Politécnica de Nantes.



Figura 3: Microjoule

Black Window: Vehículo de la Universidad Politécnica de California, y que ostentaba el record de la competición Americana en el momento del evento de 2009, con una marca de 974.33 km/l. Es relevante que empezaron a participar en el Shell Eco Marathon en 2007, ganando la competición en 2008



Figura 4: Black Window

Tras analizar todas las opciones y los diferentes prototipos de años precedentes, se llegó a la conclusión, basándonos en resultados y las opciones tomadas por la mayoría de los equipos con más experiencia en el evento que la configuración más adecuada para el prototipo sería dos ruedas delante y una motriz detrás. En cuanto al proceso de fabricación del chasis, nuestras opciones estaban condicionadas ya que, debido al tiempo, recursos económicos y a los materiales existentes, la opción del chasis de carbono era inviable.

Otro factor imprescindible, previo al inicio de diseño de nuestro chasis, es la lectura comprensiva del reglamento, hasta estar seguros de que todos los puntos son entendidos perfectamente, ya que otras piezas o componentes de seguridad podrían afectar a nuestro diseño. Dichos factores han sido comentados en el apartado anterior.

Tras la lectura previa, de donde se obtuvieron las dimensiones máximas del chasis, se tomaron las medidas de los pilotos con el fin de poder adaptar y reducir al máximo el espacio requerido así como el peso del mismo.

5. Chasis

Para el diseño del chasis se ha tenido en cuenta, como se ha comentado con anterioridad, un compromiso con las normas establecidas por la competición, el peso, resistencia y compatibilidad con el resto de componentes que conforman el vehículo, ya fueran aerodinámicos o de seguridad.

Otro factor muy importante que afectó al diseño fue el reducido presupuesto, por lo cual debía considerarse la posibilidad de la construcción del mismo en función del dinero disponible y de los materiales y equipos proporcionados por la Universidad de Coventry.

5.1 Proceso de optimización

Teniendo en cuenta la dificultad de crear un chasis partiendo de cero y acertar en una buena distribución de las fuerzas que el mismo va a soportar, se procede a hacer un proceso de optimización topológica para tener una idea inicial de cómo debería ser nuestro chasis.

El primer paso en este proceso es crear un volumen de contorno del chasis en función de las medidas del piloto y las especificaciones del reglamento de dimensiones máximas. Este volumen se muestra en la figura 5

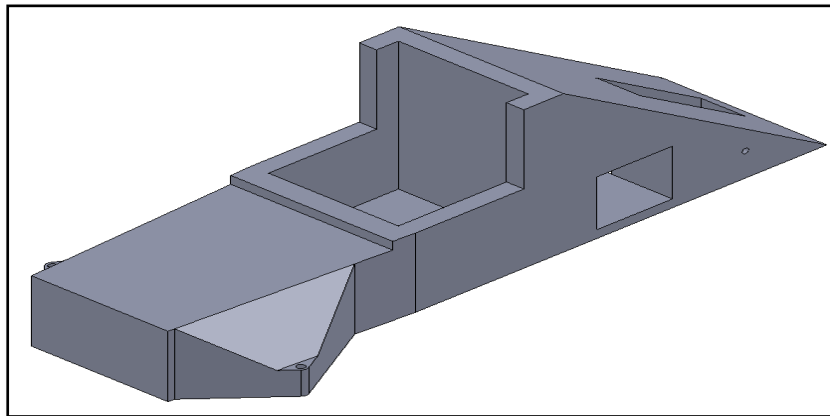


Figura 5: Volumen de contorno del vehículo

Una vez completado el volumen de contorno se procede a la aplicación sobre el mismo las fuerzas estimadas que el chasis se supone soportará, con la intención de simular el comportamiento del vehículo ante dichas fuerzas y obtener donde se provocarían las concentraciones de esfuerzos. Las diferentes fuerzas aplicadas sobre el volumen de control con el fin de simular algunos de los casos a los que el chasis será sometido fueron:

5.1.1 Barra anti-vuelco

Teniendo en cuenta la regulación se aplica una carga de 75 kg de manera vertical en tres nodos (25 kg por nodo), como es mostrado en la figura 6. Por otro lado como se ve en la misma figura se procede a soportar el modelo en los cuatro puntos donde se supone irían situadas las ruedas (en el caso de la rueda trasera se sitúa en los puntos de apoyo del eje de rotación de la misma), permitiendo a cada apoyo todos los grados de libertad a excepción del desplazamiento vertical

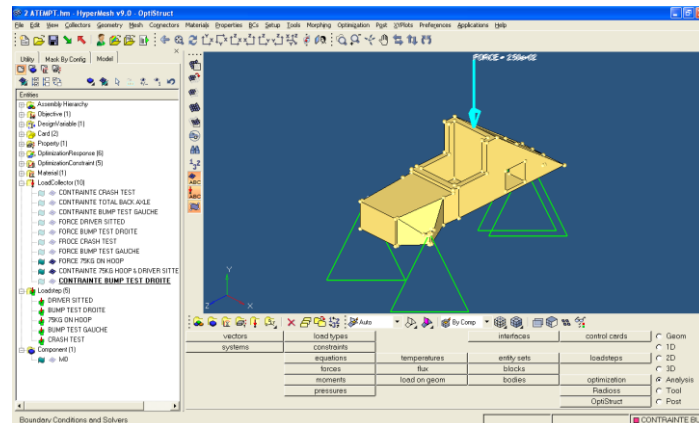


Figura 6: Optimización. Caso barra anti-vuelco

5.1.2 Peso del piloto

Para este caso se estimó el peso del piloto en torno a los 60 kg teniendo en cuenta mono, casco y otra serie de elementos de seguridad. Por lo tanto se aplicó una fuerza de 600N sobre la superficie del volumen de control como es mostrado en la figura 7. Al igual que en el caso anterior los apoyos permiten 5 grados de libertad, a excepción del desplazamiento vertical, y están situados en los mismos puntos

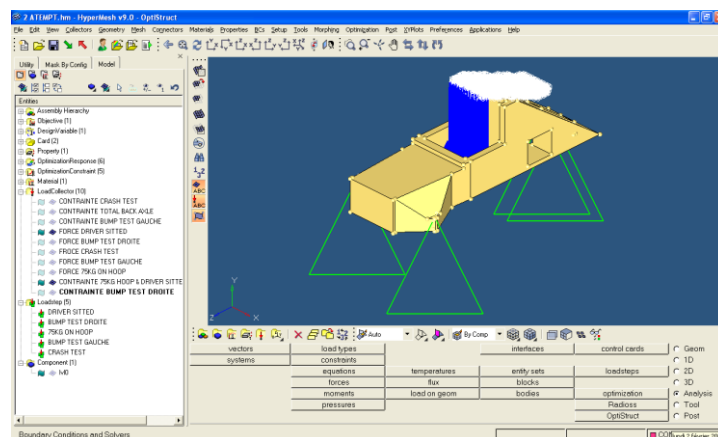


Figura 7: Optimización. Caso del peso del piloto

5.1.3 Impacto Frontal

Como en los casos previos se sitúan los apoyos en los soportes de las ruedas, pero en este caso, con el fin de simular el impacto frontal, los apoyos de las ruedas traseras tendrán restringidos dos grados de libertad, el desplazamiento en vertical y en la dirección de la fuerza, es decir en X e Y, mientras que las ruedas delanteras solo tendrán restricción en el desplazamiento vertical.

Por otro lado la fuerza aplicada frontalmente sobre el volumen de control es de 1G lo que teniendo en cuenta que se estimó un peso aproximado del vehículo de 200 kg equivaldría a 2000 N (para gravedad de 10 m/s^2)

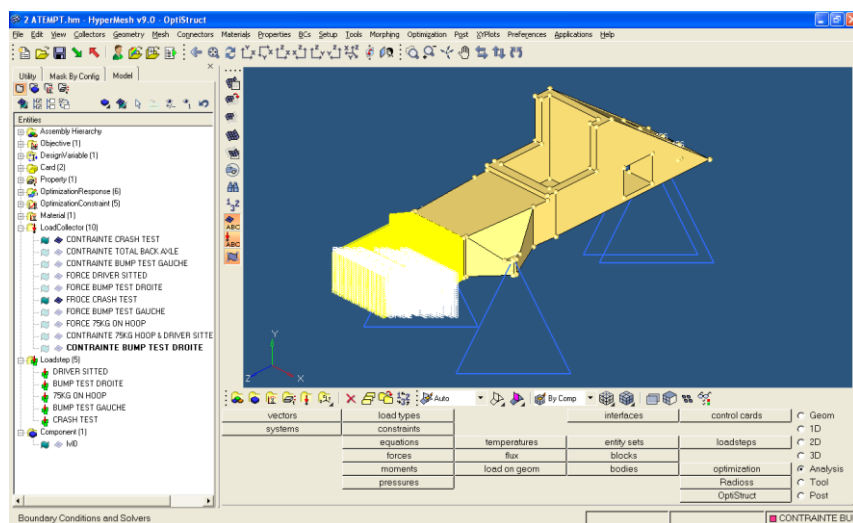


Figura 8: Optimización. Caso impacto frontal

5.1.4 Bache Izquierdo y derecho

En este doble caso, ya que se realizaron los dos, se libera uno de los apoyos de la parte frontal del vehículo, donde se aplica una fuerza vertical ascendente de 1G, que como en el caso anterior sería de 2000N, con la intención de simular el efecto de un bache sobre una de las ruedas. En el caso mostrado en la figura 9 sería sobre la izquierda.

Como en casos previos los apoyos tienen restringidos sólo los desplazamientos verticales teniendo todos los demás grados de libertad permitidos. Se repetiría la misma operación para el caso del bache en el lado derecho, teniendo en cuenta los mismos criterios y simplemente cambiando la situación de la fuerza.

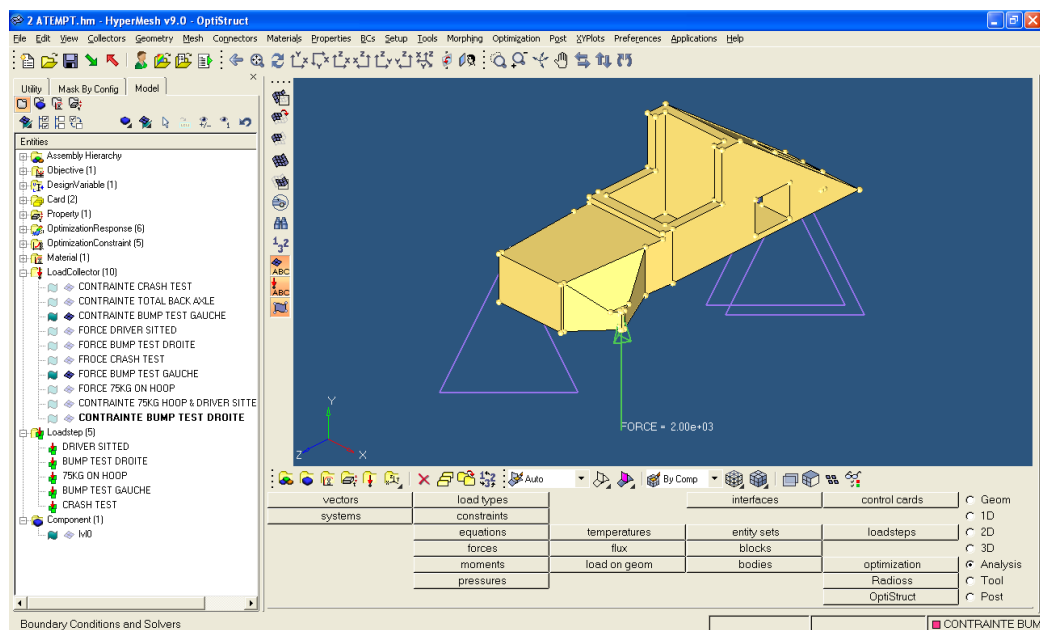


Figura 9: Optimización. Caso bache izquierdo y derecho

5.1.5 Parámetros de Optimización

Una vez calculados las diferentes fuerzas que actuaran sobre el chasis, es necesario estipular unos parámetros de optimización limitando ciertos tipos de desplazamientos para que el programa nos dé las principales líneas de diseño, de acuerdo a nuestros requerimientos. Estos parámetros son:

- Mínimo volumen (Objetivo de la optimización)
- Máximo desplazamiento -5 mm en eje Y en los 3 nodos donde los 75 kg son aplicados (Caso de la barra anti-vuelco)
- Máximo desplazamiento -10 mm en eje Y en el nodo central del asiento del piloto (Caso del Peso del Piloto)
- Máximo desplazamiento -25 mm en el eje Z en el nodo central de la superficie de impacto (Caso del Impacto frontal)
- Máximo desplazamiento +10 mm en el eje Y en el nodo de aplicación del bache. (Para el caso del bache izquierdo y se repite para el caso del bache derecho)

Cuando los criterios y objetivos están decididos, la optimización puede ser lanzada. Para este caso, los cálculos fueron tediosos, probablemente por el ordenador usado y la cantidad de casos, llevando casi dos días la obtención de los resultados que son mostrados en la figura 10.

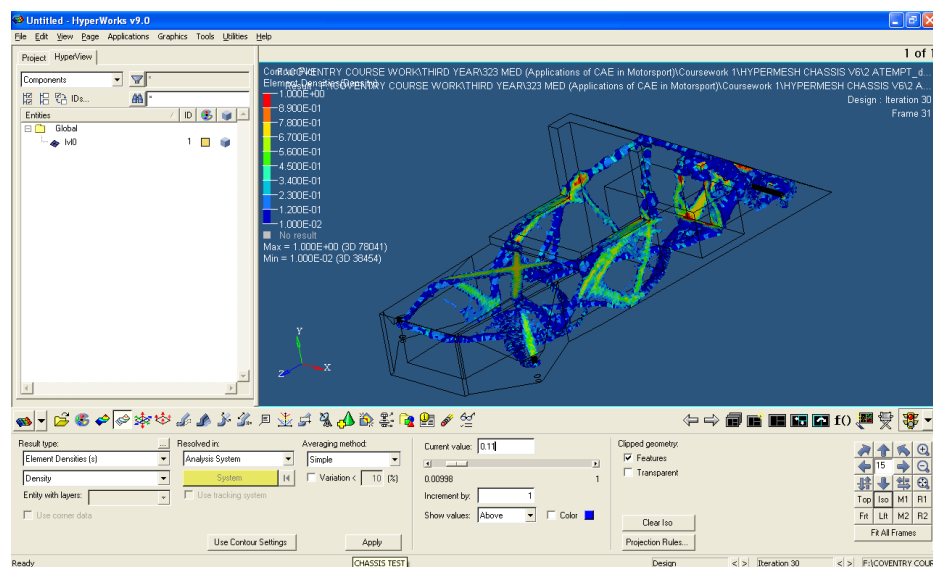


Figura 10: Optimización. Resultado final

5.2 Chasis tubular

Los resultados obtenidos de la optimización son usados como líneas de base para el diseño del chasis con el fin de obtener la mejor distribución de tensiones y reducir los desplazamientos. Estas líneas son mostradas en la figura 11.

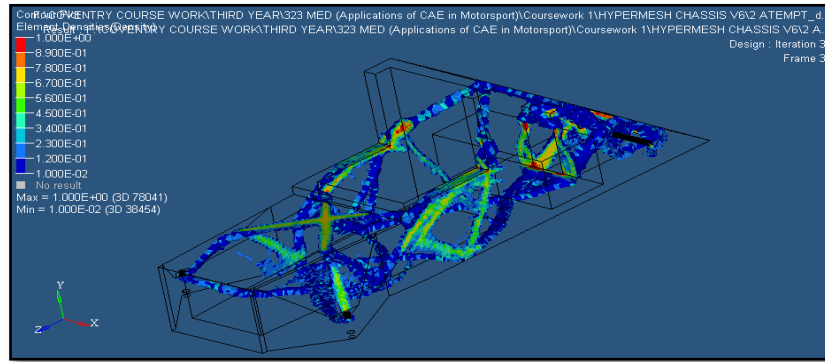


Figura 11: Líneas principales del chasis

El proceso para encontrar el chasis tubular requirió varios diseños previos y mejoras con el fin de obtener el resultado óptimo de las diferentes fuerzas aplicadas sobre él. Por ejemplo, uno de los primeros diseños es mostrado en la figura 12. Como se puede ver es un chasis tubular que sigue casi todas las líneas de tendencia obtenidas en la optimización, con el principal problema de que la geometría total del modelo era complicada y difícil de construir y soldar.

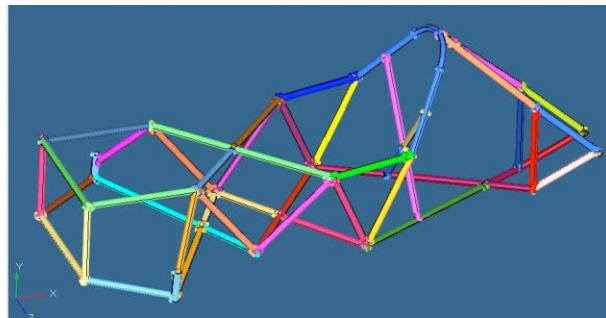


Figura 12: Chasis tubular N°1

Tras varios diseños bastante complicados de construir, se obtuvo la versión inicial del modelo final. Esta primera versión del chasis fue construido previamente en tubos de plástico en torno al piloto, con el fin de tener una idea general de la posición del mismo, grado de visibilidad así como para asegurarnos de que las medidas básicas eran correctas.

Todos los valores de las fuerzas aplicadas sobre el chasis fueron calculados mediante cálculos simples teniendo en cuenta las fuerzas aplicadas con anterioridad en el proceso de optimización.

Algunas de estas fuerzas fueron modificadas para poder hacer el estudio más exacto y más acorde con los requerimientos del coche durante la carrera en función del circuito.

El tubo usado por el chasis es Aluminio 6082T6 1 ¼ in x 16 SWG. Las propiedades del Aluminio 6082T6 se muestran en la tabla 1.

Propiedades	Valores	Unidades
Densidad	2670	kg/m ³
Módulo de cortadura	25	GPa
Módulo de elasticidad	70	GPa
Límite elástico	240	MPa

Tabla 1: Propiedades del Material

Teniendo en cuenta estas propiedades el criterio de fallo usado es que la tensión que sufren los diferentes tubos del chasis tiene que ser siempre inferior al límite elástico del material con un factor de seguridad de 1,5. Por lo tanto, tras aplicar el factor de seguridad queda que el máximo límite elástico que el chasis puede soportar es de 160 MPa

Los máximos valores de desplazamiento y tensión obtenidos durante el FEA análisis del chasis tubular se muestran en la tabla 2. Como se puede apreciar todos los valores mostrados en la misma pasan el criterio explicado con anterioridad

También hay que tener en cuenta que para simplificar los cálculos la gravedad usada para todas las fuerzas es de 10 m/s² lo cual puede ser considerado como un factor extra de seguridad.

Casos	Máy. Tensión (MPa)	Máy. Desplazamiento (mm)
Bache frontal	144.5	12.85
Barra anti-vuelco	17.15	0.418
Bache trasero	46.45	1.878
Impacto frontal	31.54	1.666
Peso del piloto	28.53	1.564
Cinturón	15.35	0.600

Tabla 2: Máximo tensión y desplazamientos

5.2.1 Bache delantero

Las fuerzas aplicadas en este caso probablemente fueron sobreestimadas si se tiene en cuenta el circuito y la velocidad que nuestro prototipo alcanzaría durante la competición. De cualquier manera y teniendo en cuenta las dudas que existían por la ignorancia del circuito y en qué estado se encontraría el mismo se consideró un bache de 1G con la finalidad de prevenir situaciones inesperadas o sorpresas de última hora.

La fuerza aplicada es:

$$F = m \cdot 1G = 1000 \text{ N}$$

Donde: m = Masa total del vehículo = 100 kg

G = Gravedad = 10 m/s^2

Para el estudio de este caso la fuerza de 1000 N fue aplicada en el extremo exterior de uno de los ejes delanteros con el fin de imitar un bache en dicha rueda. Los apoyos están situados en el extremo del eje de la otra rueda delantera y en el eje trasero. El eje trasero fue fijado en dos puntos debido a que si se fijaba solo en un punto el programa daba problemas. Otra razón fue que el eje trasero era de acero e interesaba saber más como serían las reacciones en las sujeciones que en el mismo eje que fue sometido a su propio FEA.

También cabría destacar que para evitar errores en los valores de desplazamientos los apoyos evitan los seis grados de libertad posibles.

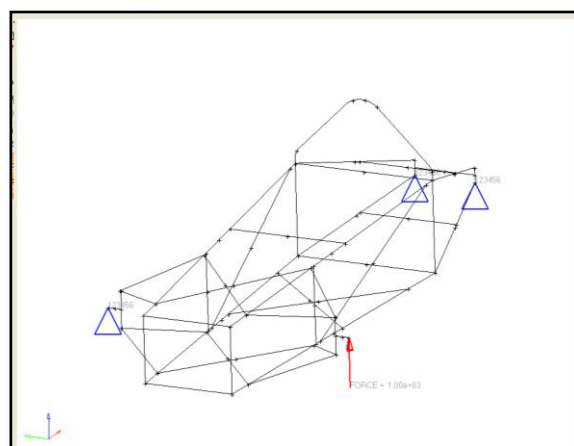


Figura 13: Bache. Condiciones de contorno

Los desplazamientos y tensiones debidos a esta fuerza son mostrados en la figura 14 y figura 15. Como era de esperar el máximo desplazamiento tiene lugar en los trapecios de la rueda que sufre el bache.

Los esfuerzos sin embargo son máximos tanto en tracción como en compresión en el otro eje delantero, aunque el efecto puede que este ligeramente amplificado debido a las condiciones impuestas en los apoyos, donde se restringieron los seis grados de libertad para hacer el caso lo más crítico posible. De todas formas todos los valores siguen estando por debajo del valor crítico de nuestro material.

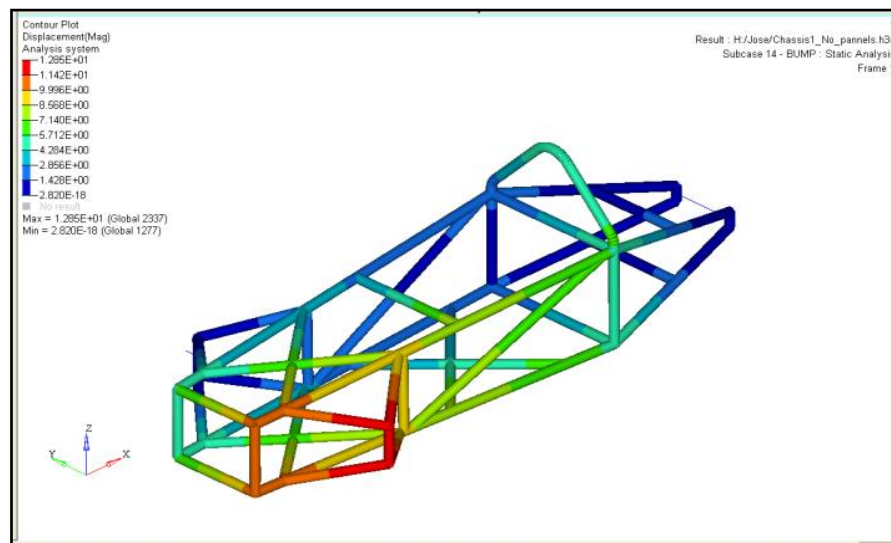


Figura 14: Bache. Deformaciones

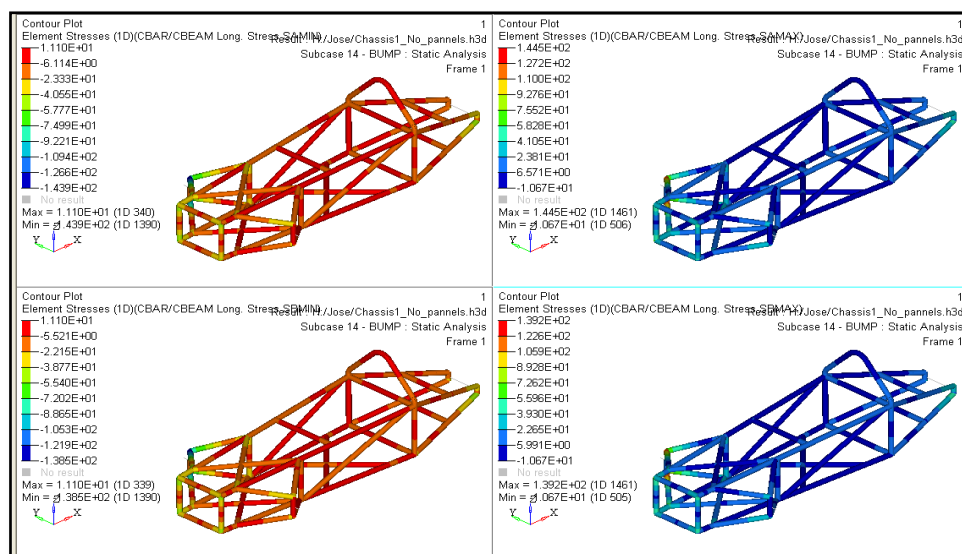


Figura 15: Bache. Tensiones

5.2.2 Barra anti-vuelco

Las reglas de Shell Eco Marathon especifican que la barra antivuelco tiene que soportar una carga vertical de por lo menos 70 kg (m_1) sin ningún desplazamiento de la misma. Teniendo en cuenta la misma gravedad que para casos anteriores la fuerza soportada por la barra antivuelco es:

$$F = m_1 \cdot G = 700 \text{ N}$$

Las condiciones de contorno es este caso es una fuerza de 700 N en el eje vertical sobre la barra anti-vuelco, y tres apoyos, dos de ellos en los extremos de los ejes de delanteros y otro en el punto central del eje trasero, todos ellos con tres grados de libertad. Todos los apoyos tienen tres grados de libertad porque la situación real se adapta mejor a esta situación ya que las barras podrían flectar y los desplazamientos no se ven afectados de manera incorrecta. Estas condiciones de contorno se muestran en la figura 16

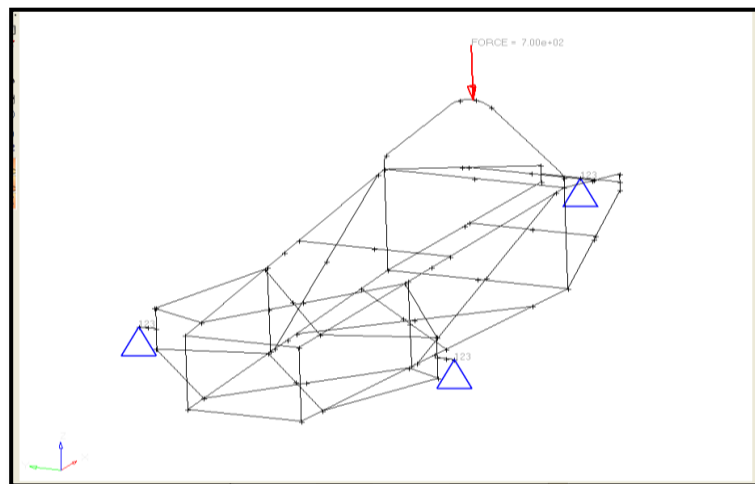


Figura 16: Barra antivuelco. Condiciones de contorno

El desplazamiento y los esfuerzos debidos a esta fuerza son mostrados respectivamente en las figuras 17 y 18.

El desplazamiento sufrido por nuestro chasis es muy pequeño, de apenas 0.5mm en la barra antivuelco. Este desplazamiento puede ser considerado causado por nuestras condiciones de contorno ya que los apoyos no tienen en cuenta factores como la deformación de los neumáticos. Por lo tanto podemos considerar dicho desplazamiento como cero.

Por otro lado, los esfuerzos más significativos están localizados en la unión de la barra antivuelco con el resto de la estructura y en los enganches del eje trasero. De cualquier forma, dichos esfuerzos como en casos anteriores siguen siendo inferiores al límite de nuestro material.

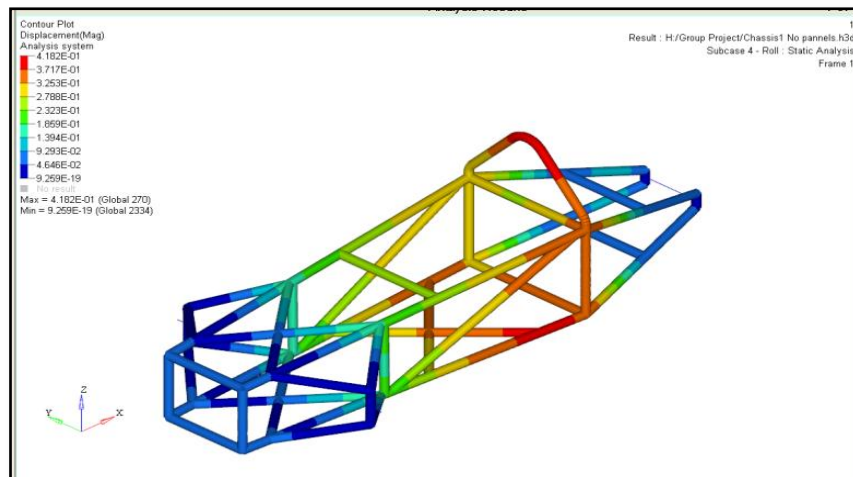


Figura 17: Barra antivuelco. Deformaciones

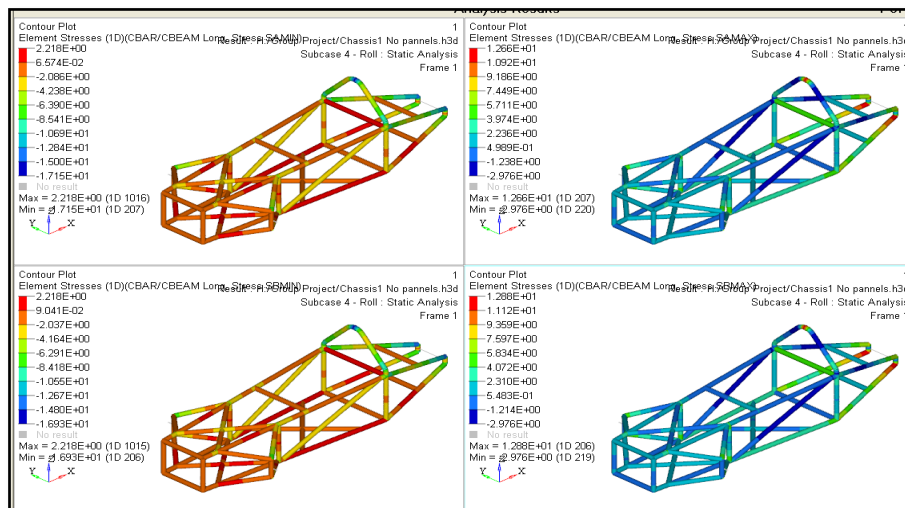


Figura 18: Barra antivuelco. Tensiones

5.2.3 Bache trasero

Como en el caso del bache frontal los valores para el bache en el eje trasero están sobreestimados con el fin de evitar posibles fallos en las sujeciones del eje trasero, el cual monta partes importantes del sistema de transmisión del prototipo.

En este caso la fuerza aplicada es superior que en el caso del bache delantero debido a que la distribución del peso es más importante en la rueda trasera debido a la posición del piloto, motor, batería, sistema de transmisión y la cubierta del motor.

La fuerza aplicada respecto al 1.5G bache y la masa total del coche (m) es:

$$F = m \cdot 1.5G = 1500 \text{ N}$$

Las condiciones de contorno de este caso son una fuerza de 1500N aplicada en el medio del eje trasero y cuatro apoyos sin ningún grado de libertad en la base del chasis. Las condiciones de contorno son mostradas en la figura 19.

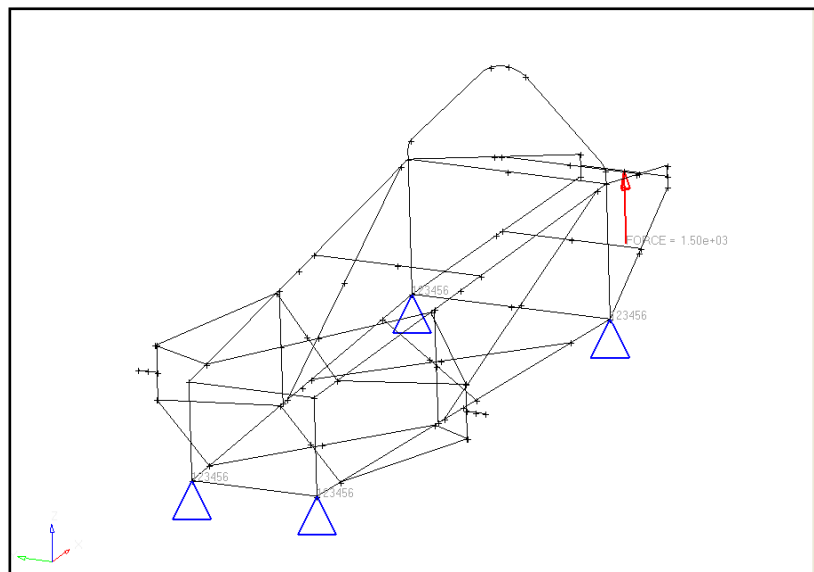


Figura 19: Bache trasero. Condiciones de contorno

El máximo desplazamiento al igual que la máxima tensión se encuentra acumulado en las barras de soporte del eje trasero, sin llegar a afectar al resto de la estructura, como es mostrado en la figura 20 y 21 respectivamente.

Cabría destacar que el valor máximo de deformación, teniendo en cuenta la fuerza aplicada, es bastante pequeño ya que no llega a los 2 mm. También como en casos anteriores, cabe destacar que los valores máximos de tensión tanto en compresión como en tracción de 41 y 46 MPa, no superan los valores del material.

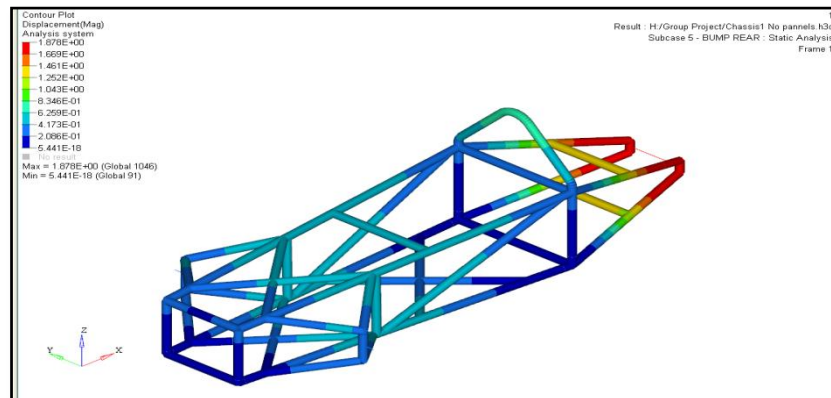


Figura 20: Bache trasero. Deformaciones

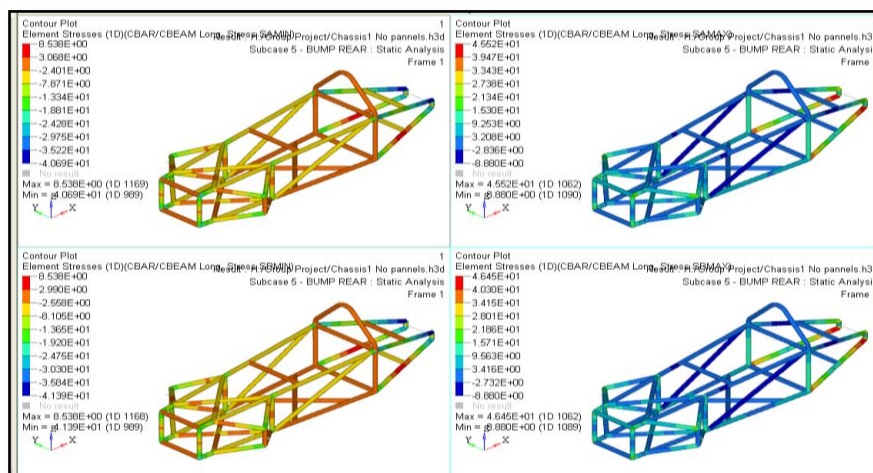


Figura 21: Bache trasero. Tensiones

5.2.4 Impacto

La fuerza de impacto es uno de los casos más importantes estudiados durante el diseño del chasis, debido a la importancia en la seguridad de nuestros pilotos en caso de colisión.

Para ello se considera, teniendo en cuenta el motor y el peso teórico del coche, una velocidad máxima de 50 km/h. Dicha velocidad fue alcanzada en línea recta por el coche en test posteriores.

Para calcular el impacto frontal fue necesario calcular la desaceleración máxima que nuestro vehículo podría experimentar. Partiendo de este punto y teniendo en cuenta que en relación con la Euro Ncap la duración máxima de impacto varía entre 10 y 200 ms.

Por lo tanto con el fin de calcular la deceleración para el prototipo Shell Eco Marathon, se asumió que el tiempo de impacto sería de 120 ms cuando la velocidad del coche fuera igual a 50 km/h. La deceleración fue calculada siguiendo la siguiente fórmula:

$$D = \frac{\left(\frac{V_I - V_F}{t} \right)}{9.81} = 11.79 \approx 12G$$

Donde: D = deceleración
 V_I = Velocidad inicial = 13.8 m/s
 V_F = Velocidad final = 0 m/s
 t = Duración del impacto = 0.12 s

Teniendo en cuenta la deceleración, la fuerza de impacto es:

$$F = m.D = 12000 \text{ N}$$

Donde: D = deceleración = 12G
 m = Masa total del vehículo = 100 kg

La fuerza calculada fue dividida en cuatro fuerzas de 3000 N que fueron aplicadas en los cuatro vértices del frontal del chasis, con la intención de distribuir la fuerza. Los apoyos fueron situados en el teórico asiento del piloto, para obtener el peor caso en el espacio del piloto. Estas condiciones de contorno son mostradas en la figura 22.

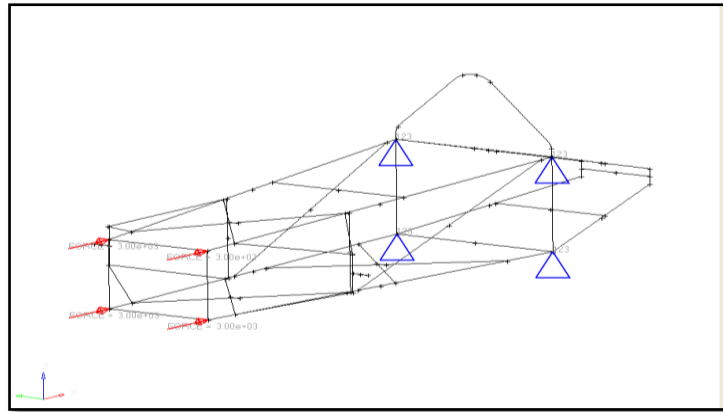


Figura 22: Impacto. Condiciones de Contorno

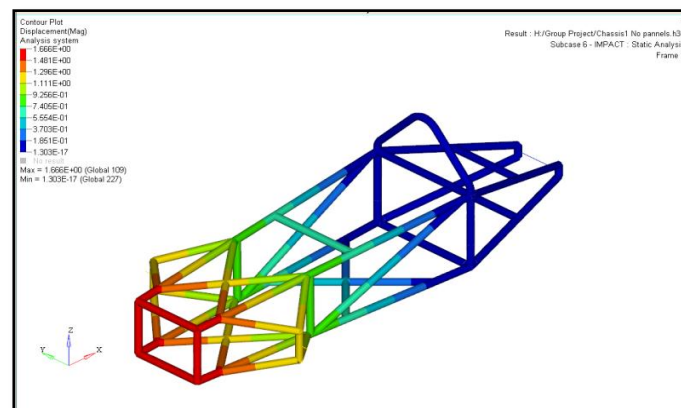


Figura 23: Impacto. Deformaciones

Como se puede apreciar en la figura 23, el chasis se comporta de manera bastante rígida, con un desplazamiento máximo de poco más de 1,5mm, el cual se concentra principalmente en lo que sería el morro del prototipo.

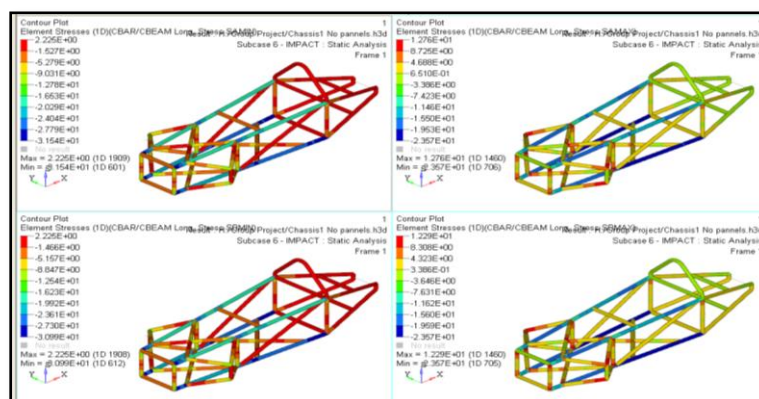


Figura 24: Impacto. Tensiones

Por otro lado las máximas tensiones experimentadas en este caso por el chasis, como se muestra en la figura 24, se sitúan sobre todo en las barras exteriores longitudinales, que son las que sufren las mayores concentraciones con un valor máximo de 31 MPa.

5.2.5 Peso del piloto y equipo de seguridad

El peso de los pilotos está entre los 56 y 66kg incluido equipamiento de seguridad como el traje de competición, casco y guantes. También, teniendo en cuenta el emplazamiento del resto de equipo de seguridad y con el propósito de ponernos en el peor de los casos, el extintor y la bocina fueron sumadas al peso de los pilotos. Por lo tanto el peor caso sería:

$$F = m_D \cdot G = 700 \text{ N}$$

Donde: m_D = Masa del piloto + Equipo de seguridad = 70kg

La fuerza de 700N fue dividida en dos de 450 y 250 para poder distribuir el peso del piloto en las dos secciones cruzadas del suelo del chasis. La de 450N fue aplicada en el teórico asiento del piloto mientras que la de 250N fue situada en la otra sección cruzada simulando el peso del extintor y las piernas. Los apoyos fueron situados en el teórico centro de las ruedas. Las condiciones de contorno son mostradas en la figura 25.

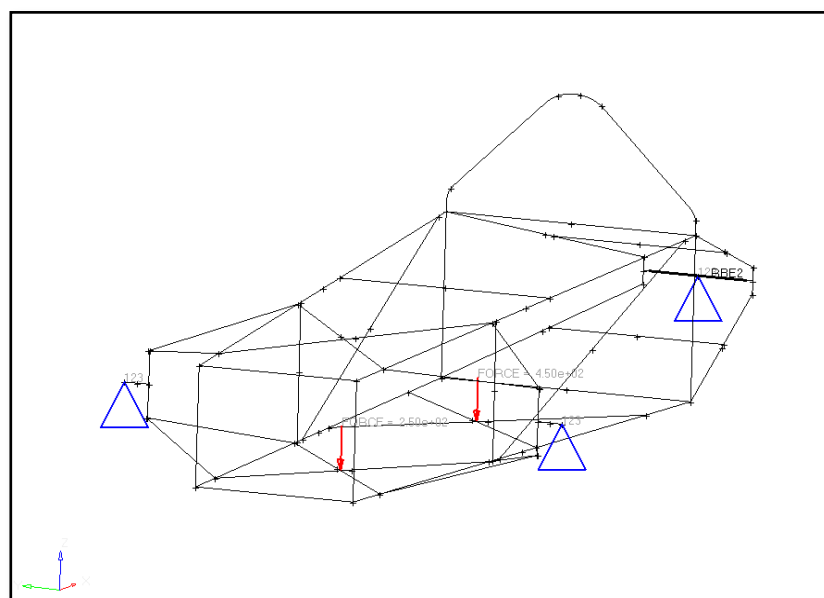


Figura 25: Piloto y equipo de seguridad. Condiciones de contorno

En la figura 26 se pueden apreciar que los desplazamientos del chasis debidos al peso del conductor y del equipamiento de seguridad se concentran en la segunda sección cruzada del suelo del chasis, con un desplazamiento máximo de 1.56 mm.

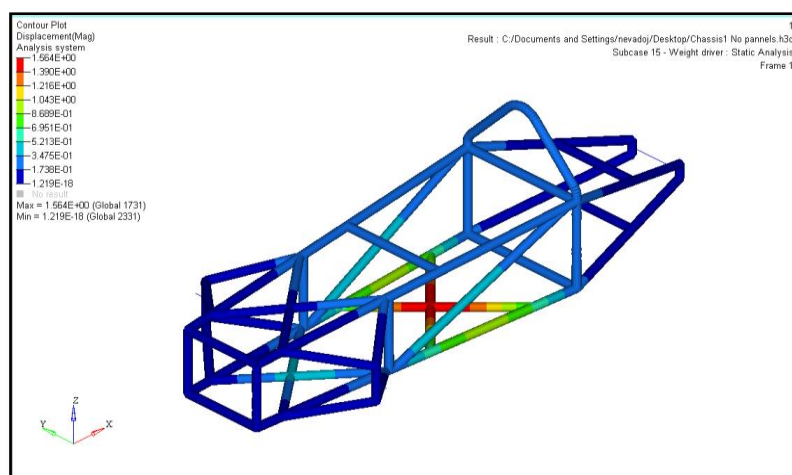


Figura 26: Piloto y equipo de seguridad. Deformaciones

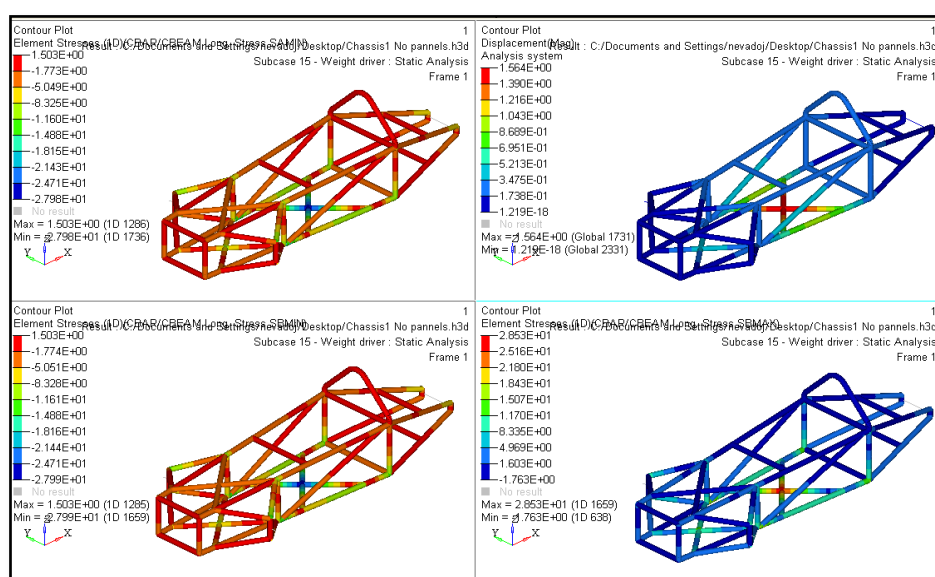


Figura 27: Piloto y equipo de seguridad. Tensiones

En la figura 27 se puede apreciar que los tubos de la sección cruzada de la base del chasis, que son los que sufren el mayor desplazamiento, son los que experimentan los mayores esfuerzos con un valor máximo de 28 MPa, que es un valor bastante bajo comparado con la resistencia del material.

5.2.6 Cinturón

De acuerdo con las regulaciones, el coche tiene que usar al menos un cinturón de seguridad de 5 puntos como mínimo. Teniendo en cuenta que durante la competición existe un test de seguridad específico, en el cual el vehículo es suspendido en el aire usando el cinturón, este estudio fue hecho para asegurarnos de que el coche pasaría el mismo.

Cada una de las fuerzas aplicadas en la simulación, provienen de la masa total del coche dividida por los cinco puntos de montaje del cinturón. Por lo que la fuerza estimada para cada cinta es:

$$F = \frac{m \cdot G}{5} = 200N$$

Cada cinta del cinturón es considerada en un ángulo de 45 grados con el fin de hacer el caso un poco más realista con componentes aplicadas tanto en ejes x, y, z según es requerido. Por lo tanto las componentes en x, y e z de cada cinta son:

$$F_x = F_y = 200 * \cos(45) = 200 * \sin(45) = 140N$$

Los apoyos fueron aplicados en los vértices de la base del chasis pertenecientes a la sección cuadrada de la barra antivuelco y a los dos vértices iniciales y finales, con el fin de simular una distribución de peso y resistencia. Todas las condiciones de contorno se muestran en la Figura 28.

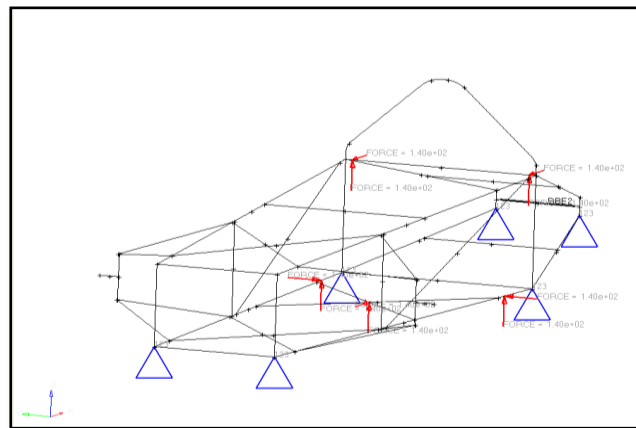


Figura 28: Cinturón. Condiciones de contorno

Los desplazamientos provocados por las cintas del cinturón como se muestran en la figura 29 son bastante pequeños en la sección cruzada de la base del chasis con un valor de 0.6 mm.

Por otro lado en la figura 30 se puede apreciar que la máxima tensión se concentra en los puntos de intersección de los tubos de la base del chasis y los tubos verticales de unión con la barra antivuelco, con un valor máximo de 15.35 MPa.

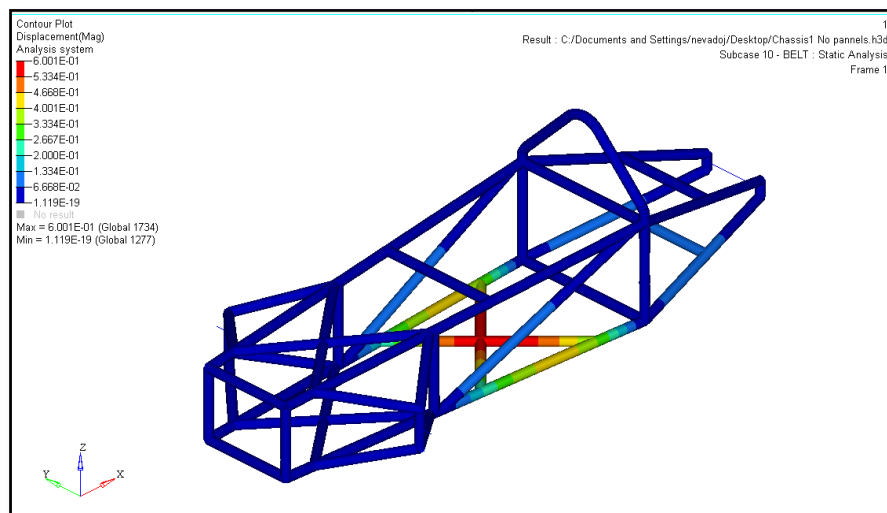


Figura 29: Cinturón. Deformaciones

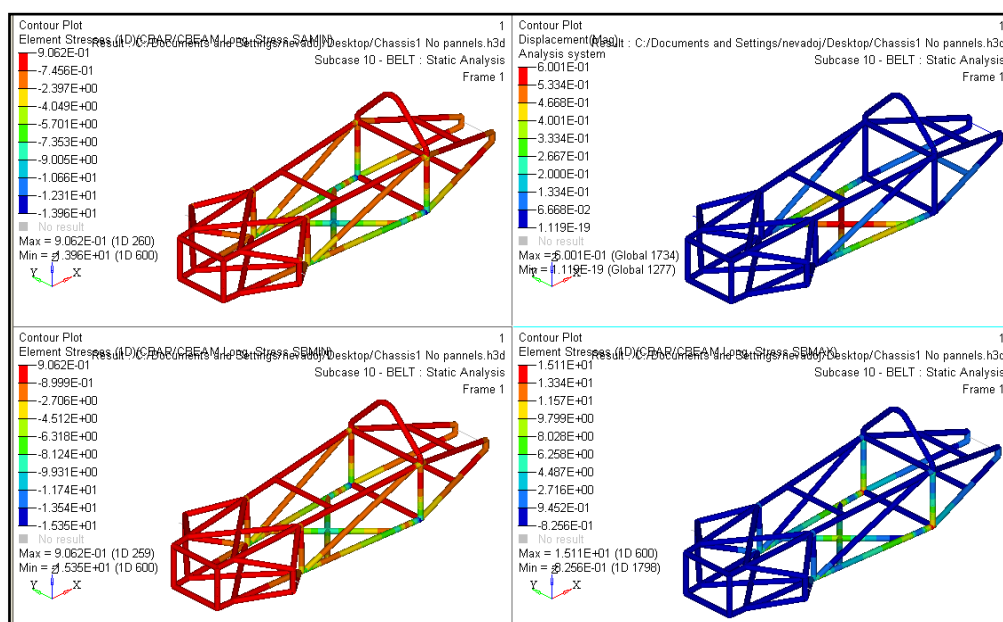


Figura 30: Cinturón. Tensiones

5.2.7 Resistencia a torsión

Para calcular la rigidez de torsión de nuestro chasis se aplican dos fuerzas de 2000 N en diferentes direcciones en los extremos de una de las barras frontales, por lo tanto la fuerza total aplicada para el cálculo de la torsión de rigidez es 4000 N.

Para sujetar el chasis se consideran tres apoyos, dos de ellos en la parte trasera, en los enganches del eje trasero, ambos con tres grados de libertad. El tercer apoyo se sitúa en la mitad de la barra frontal donde se están aplicando las fuerzas, permitiendo cinco grados de libertad. Estas condiciones de contorno son mostradas en la figura 31.

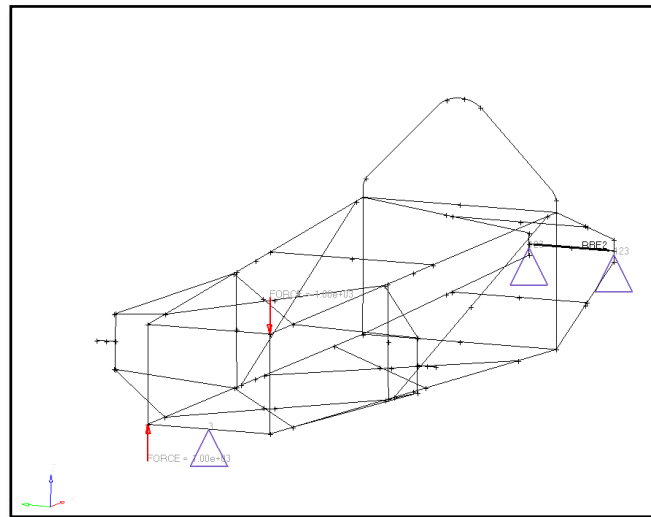


Figura 31: Torsión. Condiciones de contorno

De acuerdo con la figura 32, las ecuaciones usadas para la obtención del valor de la rigidez de torsión son:

$$\text{Ángulo} = \tan^{-1} (Dz/\text{Mitad del tubo frontal})$$

$$\text{Rigidez de Torsión} = \text{Fuerza} * \text{Mitad del tubo frontal} / \text{Ángulo}$$

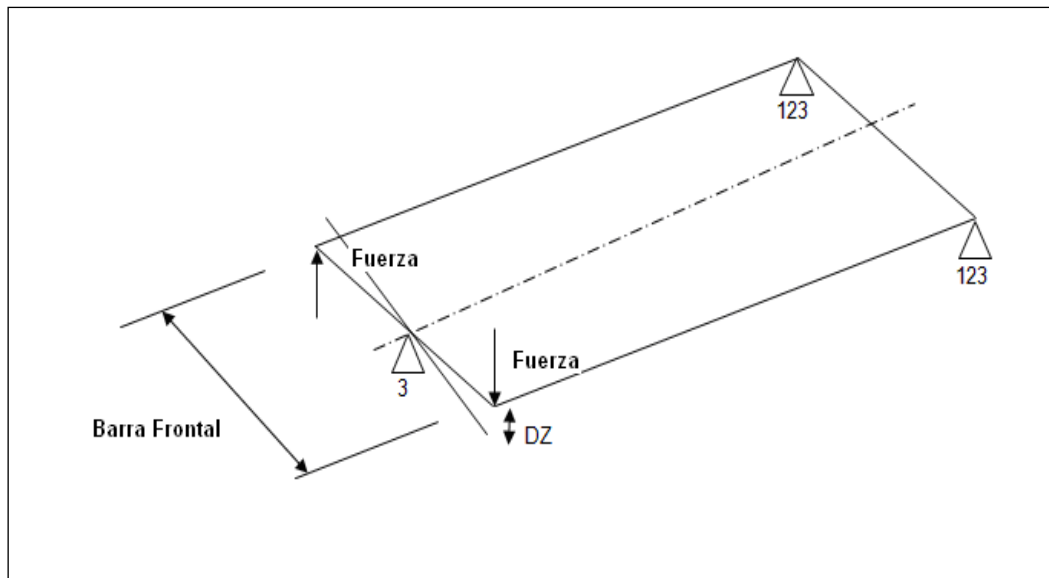


Figura 32: Esquema del cálculo de la rigidez de torsión

Los valores de rigidez de torsión así como el resto de parámetros requeridos para calcularlo son mostrados en la tabla 3. El desplazamiento Dz es obtenido del software mediante la Figura 33.

Ancho (mm)	Dz (mm)	Angulo (°)	Fuerza (N)	Fuerza Total (N)	Rigidez Torsional (Nm/°)
360	9.198	3.153808	2000	4000	228.29

Tabla 3: Parámetros y cálculo de la rigidez de torsión

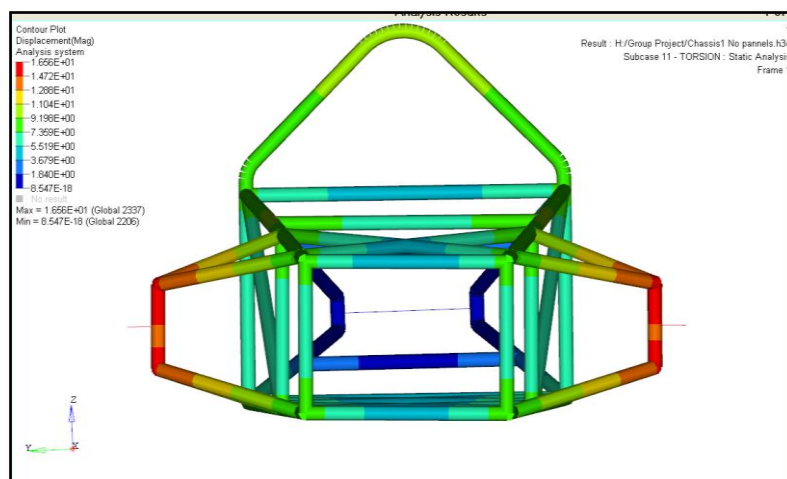


Figura 33: Torsión. Deformaciones

El valor obtenido de la rigidez de torsión es de 228 Nm° , que es bastante bajo si se tienen en cuenta otros valores de rigidez de chasis como por ejemplo en un chasis tubular de acero de un Formula Student cuyos valores pueden ser de 2300 Nm° .

Hay que tener en cuenta que estos coches pueden tomar curvas con un máximo de unos 1.3G. Teniendo en cuenta esto y los requerimientos a los que se verá sometido el chasis, el valor obtenido, aunque bajo, es aceptable, debido a que el coche no alcanzará altas velocidades en curva (unos 20 km/h) y el circuito está perfectamente asfaltado, sin irregularidades significativas debido al tipo de vehículos que participan en esta competición.

5.2.8 Vibración

Inicialmente el estudio de vibración realizado sobre el chasis fue con el fin de comprobar que todos los tubos estuvieran fijados ya que fue uno de los principales problemas durante la simulación, al pasar de un software a otro. Las diez primeras frecuencias naturales a las que fue sometido el chasis aparecen en la figura 34 y la deformación de las mismas en el figura 35.

Cabe destacar que las primeras seis vibraciones son las vibraciones estáticas, que no se tendrían en cuenta en un estudio más detallado del comportamiento del chasis. Las otras cuatro restantes frecuencias son las cuatro primeras frecuencias naturales. Estas frecuencias fueron estudiadas en el caso del chasis con tubos por otros miembros del equipo para asegurarnos de que no se darían.

Mode 1 - F = 9.348883E-04
Mode 2 - F = 1.076578E-03
Mode 3 - F = 1.144378E-03
Mode 4 - F = 1.175875E-03
Mode 5 - F = 1.312700E-03
Mode 6 - F = 1.316799E-03
Mode 7 - F = 6.068056E+01
Mode 8 - F = 1.097871E+02
Mode 9 - F = 1.161709E+02
Mode 10 - F = 1.364369E+02

Figura 34: Diez primeras frecuencias de vibración

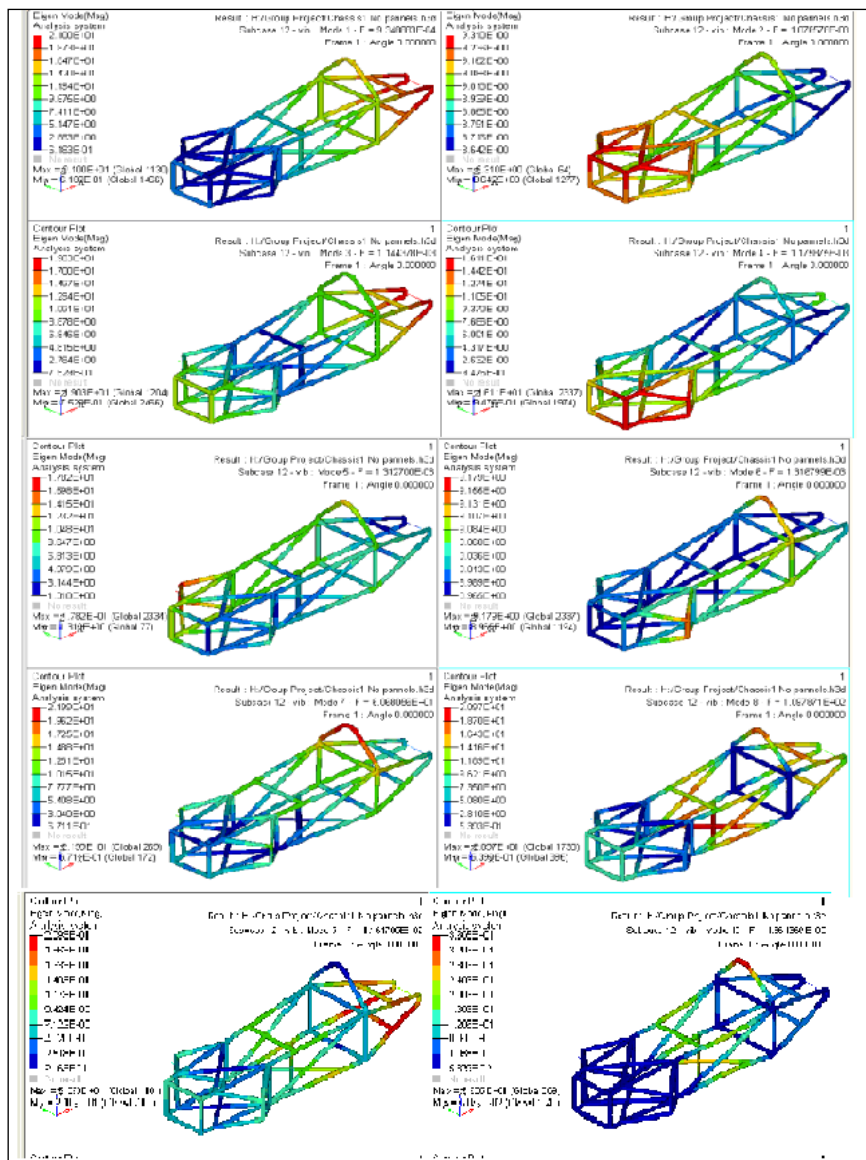


Figura 35: Modos de Vibración

5.3 Chasis tubular mas paneles

Después del estudio del chasis tubular y comprobar que los datos de esfuerzos y desplazamiento estaban dentro de nuestros límites, el siguiente paso en el diseño es encontrar la manera de hacer posible el proceso de producción y de acoplamiento de las diferentes partes del prototipo, intentando durante el proceso la menor penalización e incluso la mejora del chasis.

Tras una reunión entre los diferentes integrantes del equipo, la decisión tomada fue la de incluir dos paneles de aluminio a la estructura, ya que por regulación el espacio del motor debía estar aislado del piloto y al mismo tiempo usarlo como base para el respaldo del asiento, sujeción de batería, depósito de combustible, motor etc.

Para el posterior análisis del chasis se utilizan los mismos cálculos y criterios de fallo que en el anterior ya que se puede considerar que este nuevo chasis es una actualización o mejora del anterior, con el fin de su posible construcción y adaptación al resto de partes del prototipo. Los valores máximos de desplazamiento y esfuerzos obtenidos en el nuevo FEA estudio, se muestran en la tabla 4. Cabe destacar que todos los casos pasan el criterio de fallo seleccionado en el estudio previo del chasis (160MPa).

Casos	Máx Tensión en paneles (MPa)	Máx Tensión en Tubos (MPa)	Máximo Deformaciones (mm)
Bache frontal	6.79	140.2	12.52
Barra anti-vuelco	2.86	16.21	0.401
Bache trasero	8.45	46.40	1.836
Impacto frontal	0.7	31.52	1.652
Peso del piloto	1.61	28.32	1.534
Cinturón	2.29	15.31	0.587

Tabla 4: Máximo tensión y desplazamientos. Chasis con Paneles

Para el caso de los paneles el criterio de fallo, al tratarse de un estudio estático de las fuerzas, será como en el caso de chasis tubular, en función de los esfuerzos de Von Misses comparados con el límite elástico del material, que en este caso se trata del mismo aluminio. Los máximos valores son mostrados en la tabla 4, y como se puede apreciar todos los valores de las tensiones son inferiores al criterio de fallo.

De acuerdo con los datos obtenidos de la simulación existe una mejora del chasis al introducir los paneles, que se ve reflejada en la disminución de las tensiones máximas y los desplazamientos, datos que se muestran en las tablas 5 y 6 respectivamente.

Case	Max Tensión. Chasis Tubular (MPa)	Max Tensión Chasis Tubular +Paneles (MPa)	Disminución%
Bache frontal	144.5	140.2	-2.97577
Barra anti-vuelco	17.15	16.21	-5.48104
Bache trasero	46.45	46.4	-0.10764
Impacto frontal	31.54	31.52	-0.06341
Peso del piloto	28.53	28.32	-0.7360
Cinturón	15.35	15.31	-0.2605

Tabla 5: Comparativa de Máximos tensiones

Case	Max Deformación. Chasis Tubular (mm)	Max Deformación Chasis Tubular +Paneles (mm)	Disminución %
Bache frontal	12.850	12.52	-2.5680
Barra anti-vuelco	0.418	0.401	-4.06698
Bache trasero	1.878	1.836	-2.23642
Impacto frontal	1.666	1.652	-0.84033
Peso del piloto	1.564	1.534	-1.91815
Cinturón	0.600	0.587	-2.16666

Tabla 6: Comparativa de Máximas deformaciones

Teniendo en cuenta los porcentajes, los esfuerzos más afectados por los paneles serían los de los casos del bache y el de la barra anti-vuelco, cuya disminución en la tensión máxima es del 3% y 5.5% respectivamente.

Por otro lado, los valores de máximo desplazamiento se ven más afectados, dándose la mayor disminución en el caso de la barra anti-vuelco. De cualquier manera el resto de valores siguen siendo significativos.

También cabría destacar que la disminución en algunos de los casos no es muy grande debido a que los paneles no afectaban a la distribución de la fuerza sobre el chasis por su situación y en algunos casos por las condiciones de contorno, como en el caso de impacto frontal. En especial este último caso es el que se ve más afectado ya que en las condiciones de contorno los apoyos fueron situados en el mismo plano que el asiento del piloto. De cualquier forma, el estudio de este caso no estaba centrado en qué pasaba después de los apoyos, por lo cual los valores que se deseaban obtener no se ven afectados.

Por lo tanto, se puede concluir que los paneles dan mayor rigidez al chasis al mismo tiempo que reducen los desplazamientos de las barras. En los siguientes apartados se mostrarán, al igual que en el chasis anterior, los diferentes casos realizados para el chasis tubular más paneles. En todos los casos las condiciones de contorno y fuerzas son las mismas.

5.3.1 Bache Frontal

Al igual que en el caso del chasis tubular, el máximo desplazamiento tiene lugar en los trapecios de la rueda donde se está aplicando la fuerza, aunque con una disminución del 2.5% en dicha deformación. Los valores específicos para este chasis con paneles son mostrados en el Figura 36

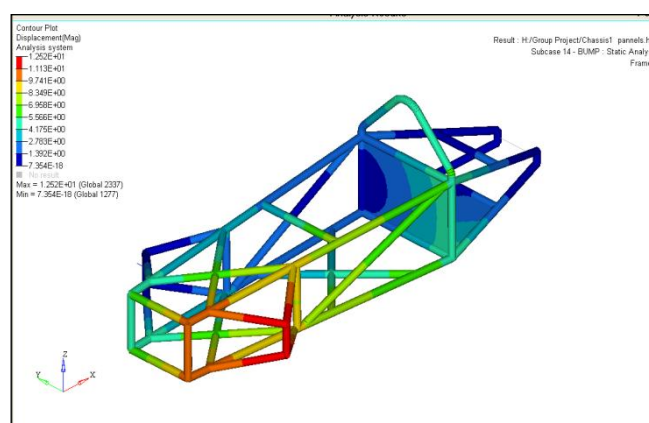


Figura 36: Chasis con paneles. Bache Frontal. Deformaciones

En la Figura 37 son mostrados los esfuerzos que soporta la parte tubular del chasis, que son máximos, tanto en compresión como en tracción, en los trapecios delanteros opuesto al que es aplicada la fuerza. Dicho efecto está

ligeramente amplificado, como se comentó en el anterior estudio, debido a las condiciones de contorno. Pese a ello, los valores obtenidos siguen por debajo del criterio de fallo del material.

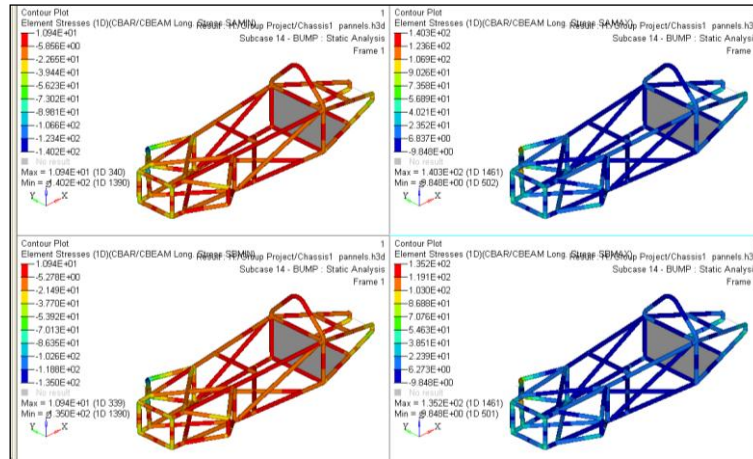


Figura 37: Chasis con paneles. Bache Frontal. Tensiones tubulares

Por otro lado, el máximo esfuerzo en los paneles, como se puede apreciar en la figura 38, tiene lugar en el panel inferior, en el lado más cercano al eje trasero, aunque dicho valor (6.79 MPa) es poco significativo si se compara con el límite elástico del material.

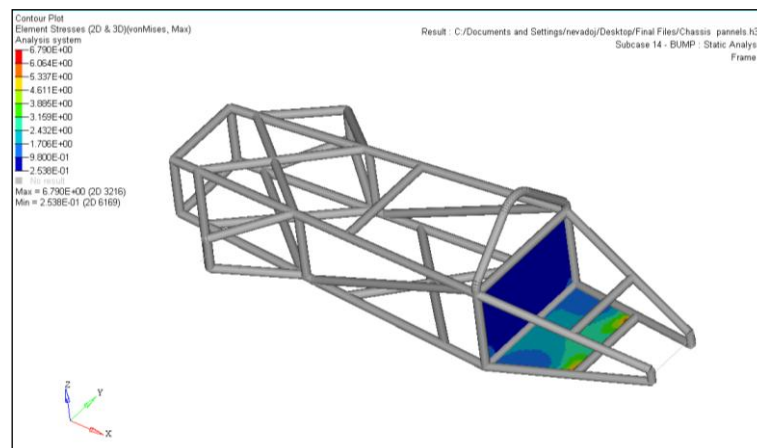


Figura 38: Chasis con paneles. Bache Frontal. Tensiones en los paneles

5.3.2 Barra antivuelco

En este caso el desplazamiento máximo es incluso menor que en el caso sin paneles, con un desplazamiento máximo de 0.4 mm. Por reglamento el desplazamiento debe ser cero, pero puede ser considerado como tal debido a las condiciones de contorno establecidas en las que no se tiene en cuenta la deformación de los neumáticos, pues al poner los apoyos se está considerando los neumáticos infinitamente rígidos. Dichos desplazamientos son mostrados en la figura 39.

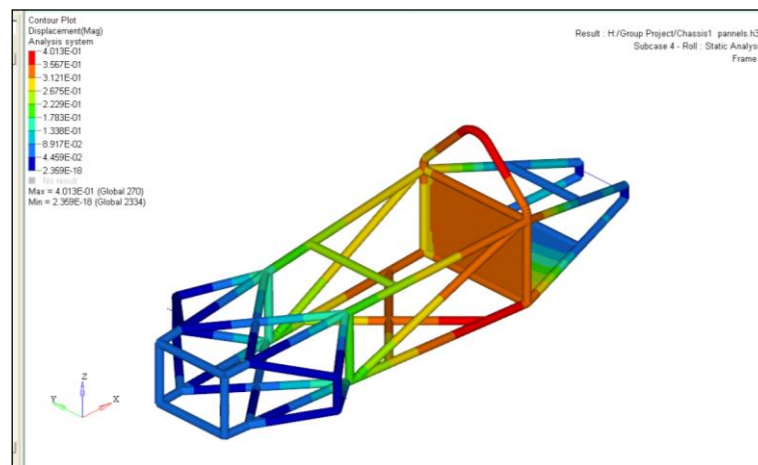


Figura 39: Chasis con paneles. Barra antivuelco. Deformaciones

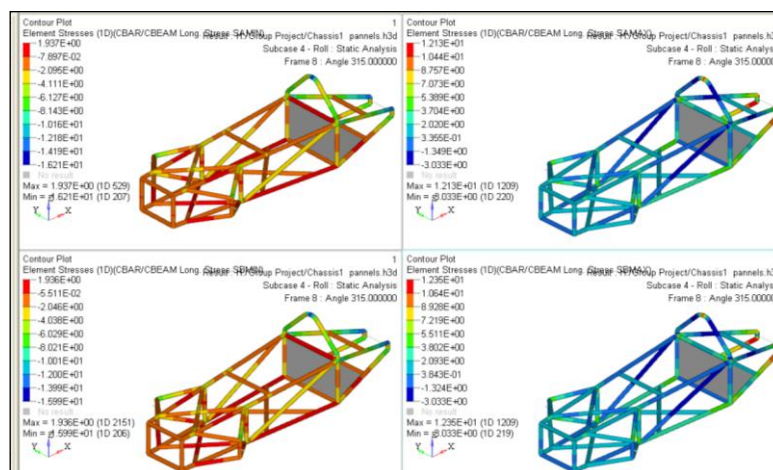


Figura 40: Chasis con paneles. Barra antivuelco. Tensiones tubulares

Los esfuerzos máximos están localizados, en el caso de los tubos, en la unión de la barra antivuelco con el resto de la estructura y en el eje trasero. Por otro lado, en el caso de los paneles, los valores más importantes se dan en la unión con el tubo horizontal superior del panel del respaldo y en las uniones longitudinales del panel inferior con la estructura tubular. Ambas tensiones son mostradas en las figuras 40 y 41, y se puede apreciar que tienen unos valores máximos de 16.81 MPa y 2.86 MPa respectivamente.

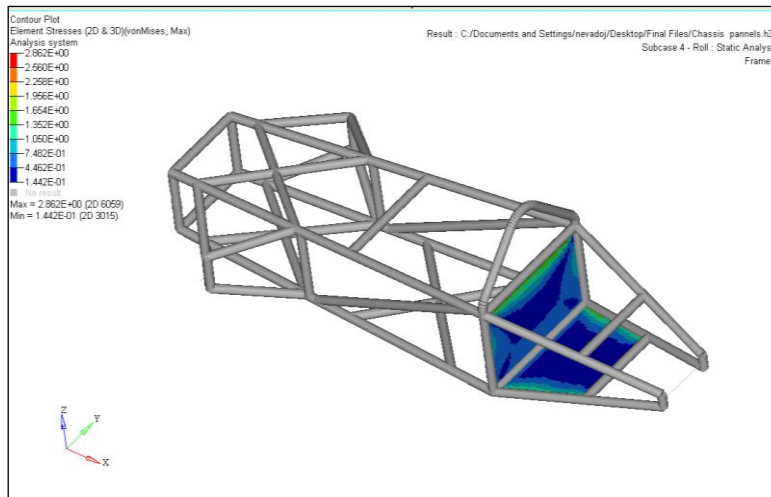


Figura 41: Chasis con paneles. Barra antivuelco. Tensiones en los paneles

5.3.3 Bache trasero

En las figura 42 y 43 se puede apreciar, respectivamente, que el máximo desplazamiento, al igual que la máxima tensión en los tubos, se encuentra acumulado en las barras de soporte del eje trasero aunque sin llegar a afectar al resto de la estructura.

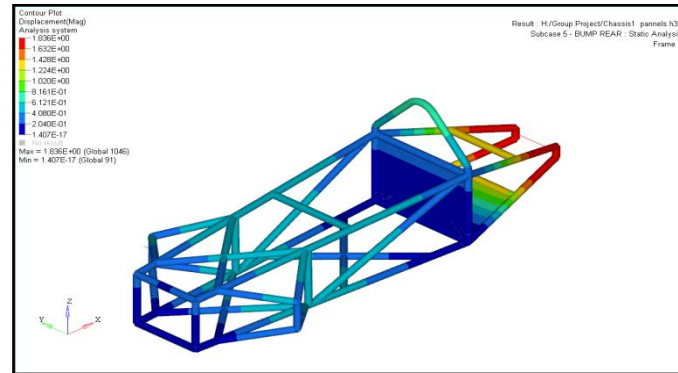


Figura 42: Chasis con paneles. Bache trasero. Deformaciones

En el caso del desplazamiento con respecto al caso sin paneles, existe una ligera disminución de entorno al 2 %. Por otro lado, el valor máximo de tensión en los tubos es de 46 MPa, valor que no ha sufrido grandes cambios debido a los paneles. En el caso de los paneles, las tensiones se muestran en la figura 44, con los valores más significativos a lo largo de la unión del panel inferior con las barras longitudinales y un valor máximo de 8.45 MPa.

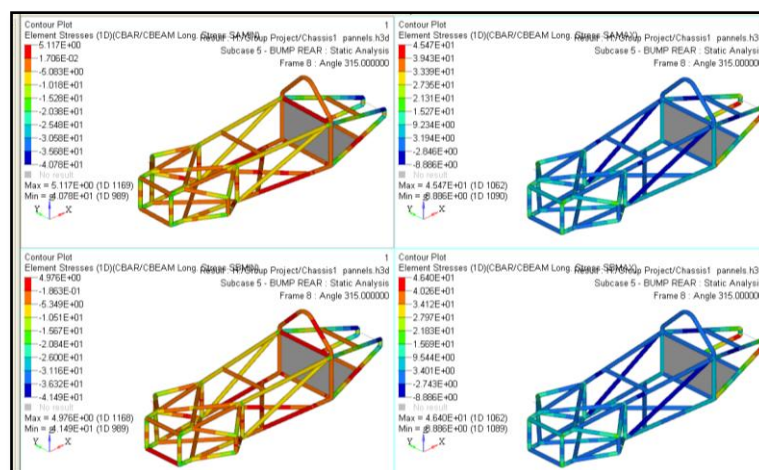


Figura 43: Chasis con paneles. Bache trasero. Tensiones tubulares

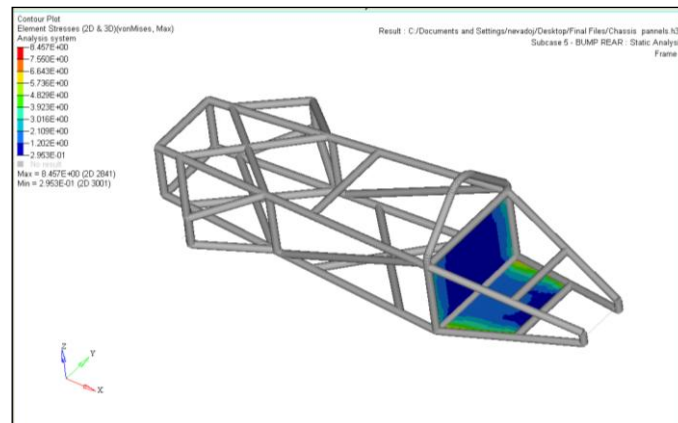


Figura 44: Chasis con paneles. Bache trasero. Tensión en los paneles

5.3.4 Impacto frontal

Como se puede apreciar en la Figura 45, el chasis se comporta de manera bastante rígida, localizándose el máximo desplazamiento así como en el caso tubular, en la parte frontal del chasis. Dicho desplazamiento máximo es de poco mas de 1.6 mm, lo cual teniendo en cuenta el tipo de choque y que existe una previa protección, exigido por el reglamento, de una nariz frontal de espuma, es aceptable.

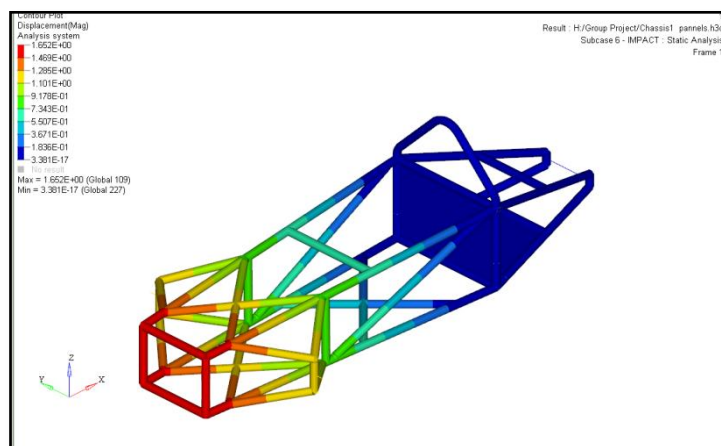


Figura 45: Chasis con paneles. Impacto Frontal. Deformaciones

Las tensiones máximas, tanto en los tubos como en los paneles son mostrados en las figuras 46 y 47 respectivamente. En el caso de los tubos, los valores máximos de tensión se sitúan sobre todo en las barras exteriores longitudinales, que son las que sufren las mayores concentraciones con un valor máximo de poco más de 31 MPa.

En el caso de los paneles, el máximo esfuerzo se concentra en las esquinas más próximas al respaldo del panel, con un valor máximo de 0.7 MPa que teniendo en cuenta el material, es un valor ínfimo.

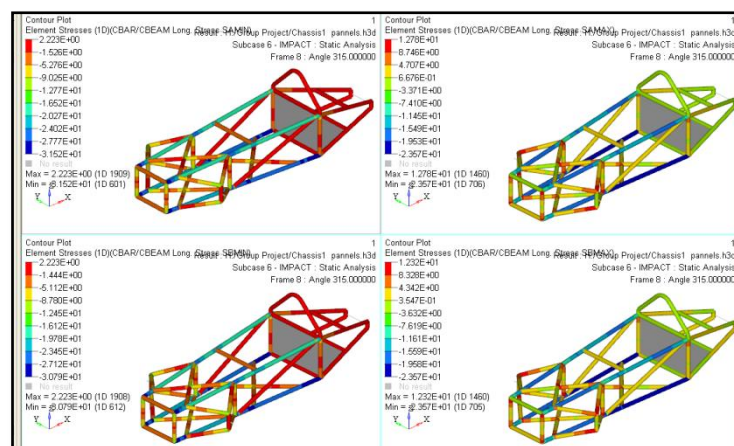


Figura 46: Chasis con paneles. Impacto Frontal. Tensiones tubulares

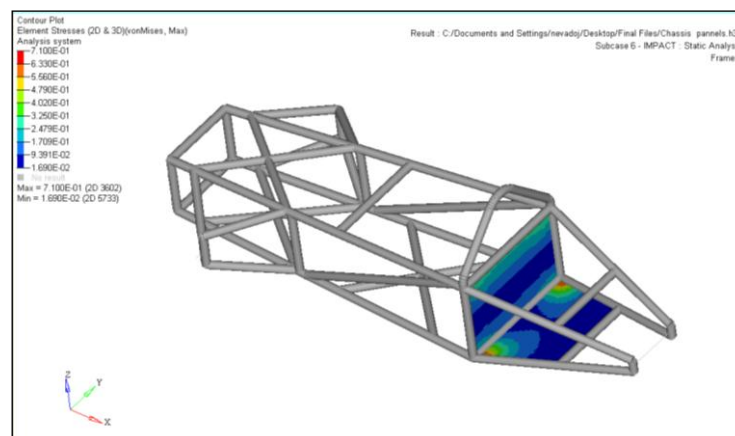


Figura 47: Chasis con paneles. Impacto Frontal . Tensiones en los paneles

5.3.5 Peso del piloto y equipo de seguridad

En las figura 48 y 49 se pueden apreciar el desplazamiento y tensión tubular máximo, que son respectivamente de 1.53 mm y 27 MPa, y tienen lugar en ambos casos en la segunda sección cruzada del suelo del chasis, que es donde se concentrará la mayoría del peso del piloto.

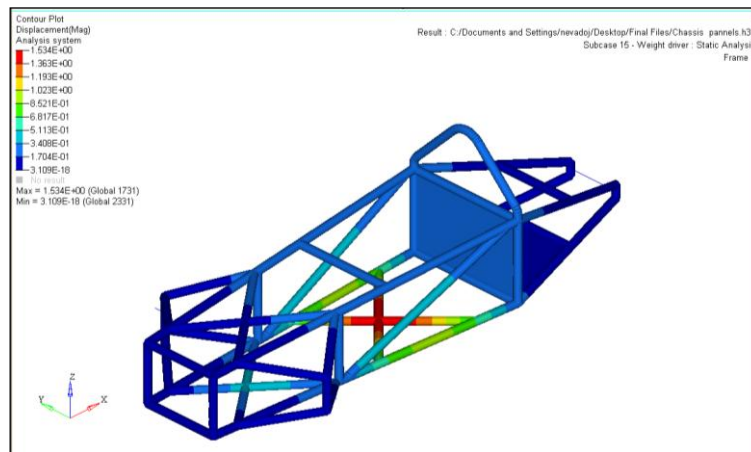


Figura 48: Chasis con paneles. Peso del piloto y equipo de seguridad. Deformaciones

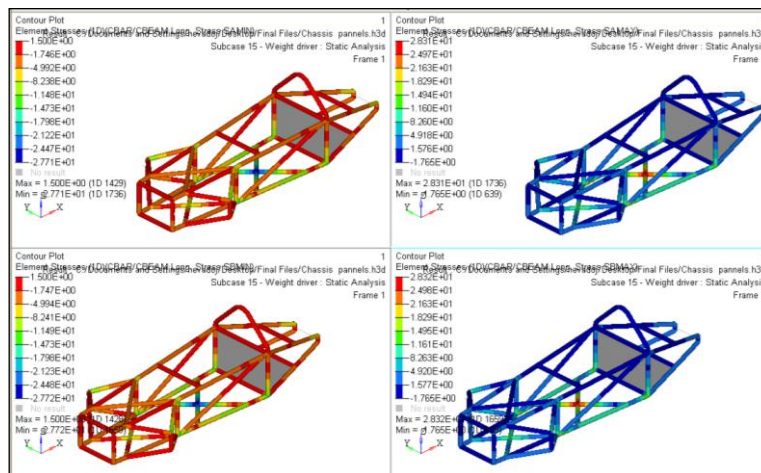


Figura 49: Chasis con paneles. Peso del piloto y equipo de seguridad. Tensión tubular

En el caso de los paneles, como se puede apreciar en la figura 50, las tensiones máximas se concentran en el panel del respaldo en las esquinas inferiores, aunque con valores muy bajos de 1.6 MPa

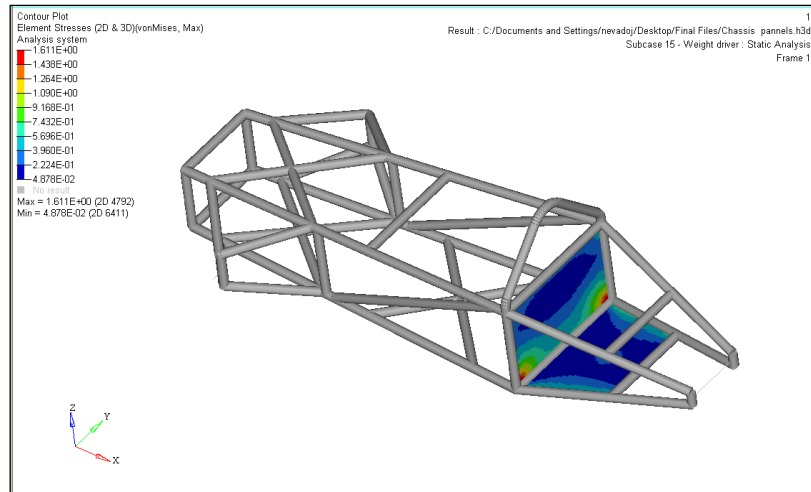


Figura 50: Chasis con paneles. Peso del piloto y equipo de seguridad. Tensión paneles

5.3.6 Cinturón

El máximo desplazamiento en este caso, se encuentra en la sección cruzada de la base del chasis con un valor de 0.58 mm. Todos los calores de deformaciones son mostrados en la figura 51.

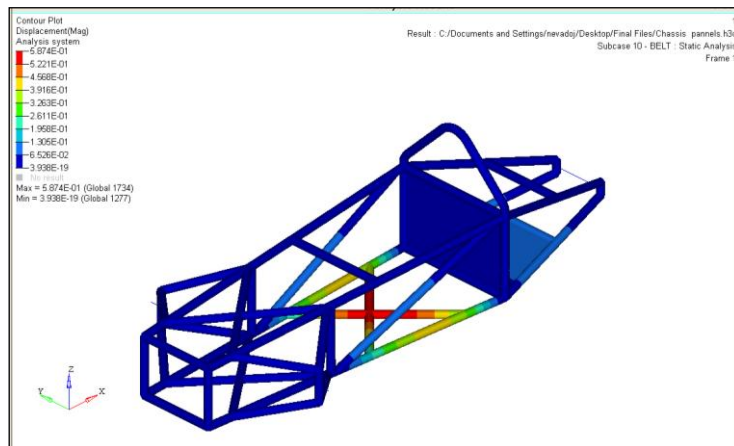


Figura 51: Chasis con paneles. Cinturón. Deformaciones

En las Figuras 52 y 53 se muestran las tensiones en los tubos y en los paneles respectivamente. En el caso de los tubos, la máxima tensión se concentra en los puntos de intersección de los tubos de la base del chasis y de los verticales de unión con la barra antivuelco, con un valor máximo de poco mas de 15 MPa. Por otro lado, en los paneles existe una pequeña concentración a lo largo de la unión con las barras verticales del panel del respaldo, aunque con un valor muy bajo, de entorno a 1 MPa.

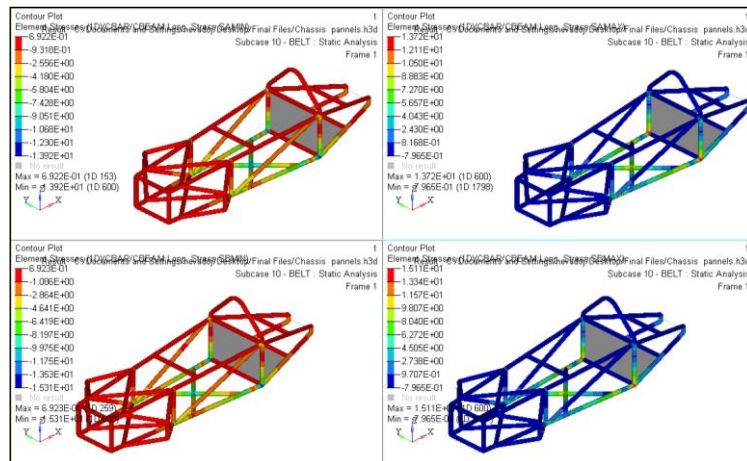


Figura 52: Chasis con paneles. Cinturón. Tensión tubular

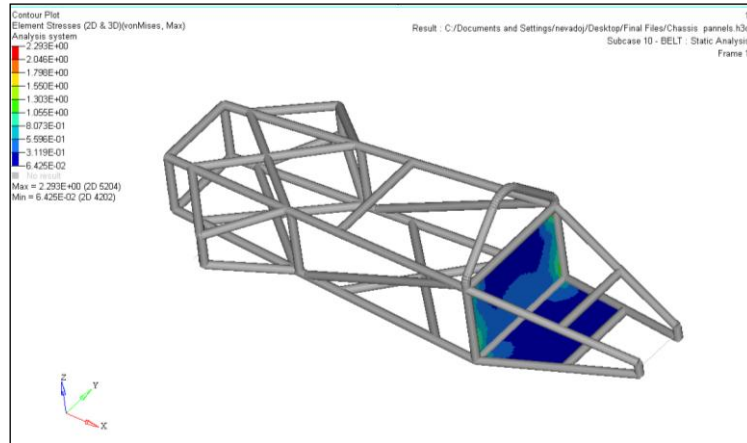


Figura 53: Chasis con paneles. Cinturón. Tensión en los paneles

5.3.7 Resistencia a Torsión

Como en el caso del chasis tubular, el cálculo a torsión se realiza de la misma manera, mostrando los resultados en la tabla 7, así como los desplazamientos en la figura 54

Ancho (mm)	Dz (mm)	Angulo (°)	Fuerza (N)	Fuerza Total (N)	Rigidez Torsional (Nm/°)
360	6.828	2.1723	2000	4000	331.79

Tabla 7: Parámetros y cálculo de la rigidez de torsión para chasis tubular con paneles

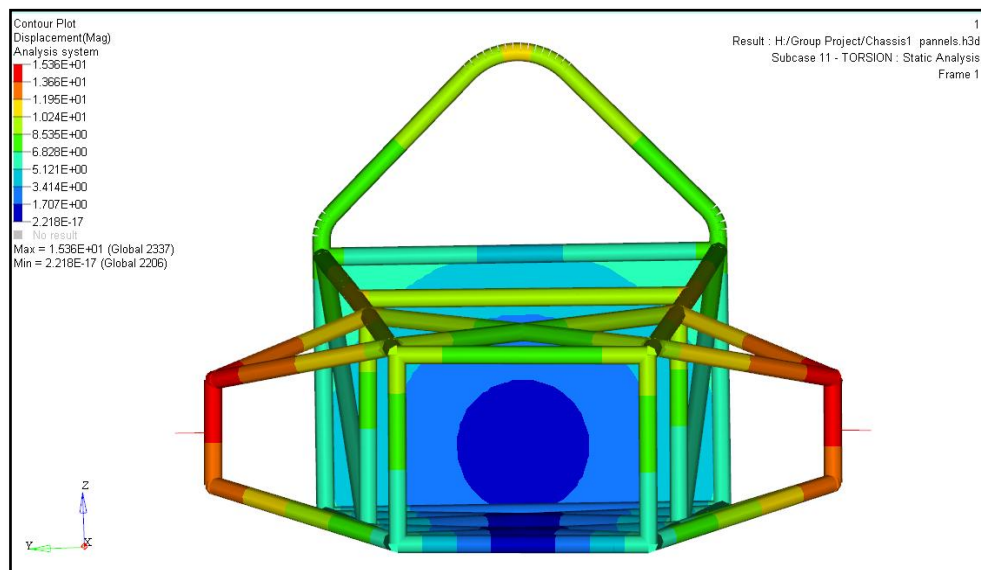


Figura 54: Chasis con paneles. Torsión. Deformaciones

El valor obtenido de la rigidez de torsión en este caso es de 331.79 Nm/°, lo cual es aún bastante bajo si se tienen en cuenta los valores comentados con anterioridad de un Formula Student, pero teniendo en cuenta los esfuerzos y requisitos a los que se verá sometido el chasis, el valor es aceptable. Además con respecto al chasis tubular, al añadir los paneles, se produce un incremento del 45% de la rigidez de torsión, por lo que también en este aspecto el diseño del chasis mejora

5.3.8 Vibraciones chasis tubular con paneles

Como en el estudio previo, las diez primeras frecuencias naturales a las que fue sometido el chasis aparecen en la figura 55 y la deformación de las mismas en el figura 56. Estas frecuencias fueron estudiadas por otros miembros del equipo para asegurarnos de que no se darían.

Mode 1 - $F = 9.348883E-04$
 Mode 2 - $F = 1.076578E-03$
 Mode 3 - $F = 1.144378E-03$
 Mode 4 - $F = 1.175875E-03$
 Mode 5 - $F = 1.312700E-03$
 Mode 6 - $F = 1.316799E-03$
 Mode 7 - $F = 6.068056E+01$
 Mode 8 - $F = 1.097871E+02$
 Mode 9 - $F = 1.161709E+02$
 Mode 10 - $F = 1.364369E+02$

Figura 55: Deformaciones chasis con paneles. Vibraciones

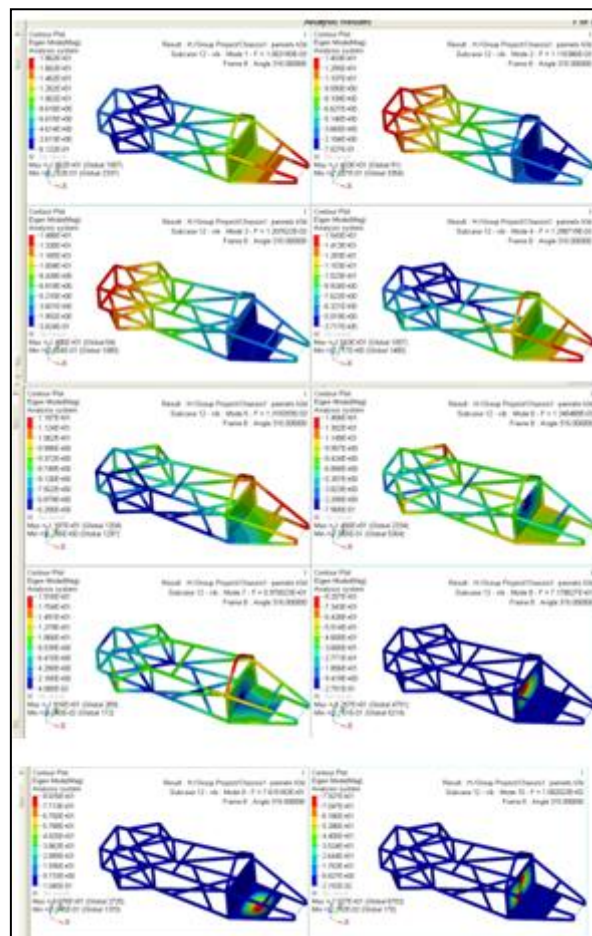


Figura 56: Deformaciones chasis con paneles. Vibraciones

6. Fabricación del chasis

El proceso de fabricación del chasis, como ha sido comentado con anterioridad, fue realizado por uno de nuestros patrocinadores. Los pasos en los que se desarrolló el trabajo, a grandes rasgos, fueron los siguientes:

6.1 Fabricacion del Jig

Un Jig es una plantilla, cuyo propósito es conseguir que se respeten las medidas de diseño, así como facilitar y evitar desplazamientos y deformaciones no deseadas del chasis durante el proceso de soldadura.

Los planos del Jig fueron dibujados partiendo del diseño del chasis en CAD. Alguno de los puntos claves fueron los puntos superiores e inferiores donde la mangueta iba conectada o el anclaje del eje trasero. Ambos son mostrados en la figura 57.



Figura 57: Jig. Anclaje de mangueta y eje trasero

6.2 Corte y medidas de los tubos

Los tubos fueron cortados en función de los dibujos técnicos obtenidos del diseño CAD, con una longitud extra de 5 mm. Después, a cada tubo le fue dado manualmente, mediante el uso de diferentes herramientas, su perfil final. Una vez dado el perfil los tubos fueron pulidos para poder obtener un buen acabado y evitar impurezas durante su posterior soldadura.



Figura 58: Corte de tubos

En el caso de la barra antivuelco, la cual es mostrada en la figura 59, se requirió la contratación de una tercera compañía para su fabricación, ya que se necesitaba el uso de una maquina dobladora hidráulica, para conseguir el perfil requerido respetando las tolerancias.



Figura 59: Barra antivuelco

6.3 Soldadura

Para soldar el chasis se utilizó el método de soldadura TIG (Tungsten Inert Gas) que se caracteriza por el empleo de un electrodo permanente de tungsteno, aleado a veces con torio o zirconio en porcentajes no superiores a un 2%. Una de las ventajas de este método de soldadura es la obtención de soldaduras más limpias y uniformes así como cordones más resistentes, más dúctiles y menos sensibles a la corrosión que en otros tipos de soldaduras. Por otro lado, un inconveniente, además del equipo necesario, es la necesidad de mano de obra especializada, ya que no es un método de soldadura fácil.



Figura 60: Soldadura

7. Evento Shell Eco Marathon

La 25ª edición del Shell Eco Marathon en Europa, se realizó en el circuito Eurospeedway en Lausitz (Alemania). El evento constaba de dos días de prácticas y otros dos de competición, durante los cuales se disponía de cuatro intentos para conseguir la mejor marca posible.

Cada intento tenía un tiempo límite de 51 minutos, dentro de los cuales se debía dar 8 vueltas completas al circuito, con una distancia total de 25.6 km.

De los cuatro intentos, sólo dos fueron completados con éxito, dejando como mejor marca 172 km/l. Con este resultado el equipo de Coventry acabó en la mitad de la tabla, en la posición 75ª de los 145 equipos inscritos y provenientes de todas las partes de Europa.

Attempts Prototype					
TIMER BADGE N°	ATTEMPTS	DRIVER N°	START	MESURE-MENT	DID NOT FINISH
	1	50 kg	SKF	BOSCH	
START GRID N°	2	64 09	SKF	BOSCH	
Briefing	3	1	BOSCH	BOSCH	
	4	2	SKF		
Shell Eco-marathon					

Figura 61: Tarjeta de intentos del Shell Eco Marathon

8. Conclusiones

El chasis diseñado y construido para este evento fue, a grandes líneas una solución óptima, ya que aunque no era un chasis de carbono, como el que utilizaban casi todos los equipos, era bastante ligero y a la vez una solución rápida a los problemas que habríamos encontrado tanto económicos como de tiempo al no disponer de ninguno de los dos. Por otro lado dejaba abierta la línea de continuar con el desarrollo del prototipo sin un alto coste para la Universidad, permitiendo a otros alumnos trabajar en procesos como la aerodinámica o el motor, que requerían de amplias reformas teniendo como base el prototipo realizado y probado durante este evento.

Referencias

- Shell Eco Marathon. (2009). Shell Eco Marathon.
- Apuntes de clase (Coventry University)

Bibliografía

- The World's Most Fuel Efficient Vehicle, By J. J. Santin, Jean-Jacques Santin et al., Christopher H. Onder, J. Bernard, D. Isler, P. Kobler, F. Kolb, N. Weidmann, L. Guzzella.
- Geoffrey Howard (1987) Chassis & Suspension Engineering. London: Osprey Publishing Limited.
- Carroll Smith (1978) Tune to Win. Fallbrook, CA: Aero Publishers